Metall. Hauer

50 bn = -1

Metall. 50 bn Hauer

DIE

WASSERHALTUNGS-MASCHINEN

DER

BERGWERKE.

VON

JULIUS RITTER VON HAUER,

PROFESSOR DER BERG- UND HÜTTENMASCHINENLEHRE AN DER K. K. BERGAKADEMIE IN LEOBEN.

ERSTE LIEFERUNG.

MIT 24 LITHOGRAPHIRTEN TAFELN.

LEIPZIG
VERLAG VON ARTHUR FELIX
1879.

488 D

16/11 78

DIE

WASSERHALTUNGS-MASCHINEN

DER

BERGWERKE.

DIE

WASSERHALTUNGS-MASCHINEN

DER

BERGWERKE.

VON

JULIUS RITTER VON HAUER,

K. K. OBERBERGRATHE UND PROFESSOR DER BERG- UND HÜTTENMASCHINENLEHRE AN DER BERGACADEMIE IN LEOBEN.

MIT EINEM ATLAS VON 65 TAFELN.

LEIPZIG,

VERLAG VON ARTHUR FELIX.

1879.

Das Uebersetzungsrecht wird vorbehalten.

BIBLIOTHECA
REGIA
MONACENSIS

Vorrede.

Die Apparate zur Wasserhebung bilden die dritte Gruppe von Bergwesensmaschinen, deren Bearbeitung der Verfasser sich zur Aufgabe gestellt hat. Die Art der Behandlung, welche bereits in den Vorreden zu den Werken über Ventilations-, Förder- und über Hüttenwesensmaschinen besprochen wurde, ist ungefähr dieselbe geblieben, wie in den genannten früheren Publikationen. Durch die Gefälligkeit mehrerer Fachgenossen, sowie durch eigene, in der Praxis und auf Reisen gesammelte Erfahrungen wurde der Verfasser in den Stand gesetzt, in die „Wasserhaltungsmaschinen" eine bedeutende Anzahl noch nicht veröffentlichter Zeichnungen und Notizen aufzunehmen; andererseits musste aber in einem solchen Werke, welches ein Compendium alles Wissenswerthen aus dem Fache darstellen sollte, die Literatur auf das Eingehendste berücksichtigt werden, und so dürfte es kaum einen wichtigeren die Wasserhebung betreffenden Gegenstand geben, über welchen man sich aus dem vorliegenden Buche nicht Rath erholen könnte.

Dagegen beschränkt sich dasselbe, um nicht einen noch grösseren Umfang zu erhalten, auf die Fortschaffung des Wassers aus Bergbauen, welche sich allerdings den grössten Theil der überhaupt zur Wasserhebung geeigneten Einrichtungen dienstbar gemacht haben, so dass hauptsächlich nur Apparate ausgeschlossen blieben, die blos eine geringe Druckhöhe zulassen und aus diesem Grunde auch keine Aussicht auf allgemeinere Anwendung im Bergwesen besitzen. Von Kraftmaschinen sind namentlich die nicht rotirenden Dampf- und die

Wassersäulenmaschinen einer ausführlichen Betrachtung unterzogen, weil dieselben, abgesehen von den zur Wasserversorgung der Städte, dann zur Ent- und Bewässerung von Landstrichen dienenden, mittelst Dampfkraft betriebenen Anlagen, fast einzig dem Montanwesen angehören und in den Werken über allgemeinen Maschinenbau nicht näher besprochen sind.

Der Text des Werkes liefert alle zur Auswahl, Beurtheilung und Berechnung der Objecte erforderlichen Daten. Wurde dabei Manches specieller und ausführlicher gegeben, als für den geübten Maschinentechniker nothwendig wäre, so geschah dies in der Absicht, nicht nur den Anforderungen des eigentlichen Fachmannes gerecht zu werden, sondern auch denen des Anfängers, welcher auf Grund allgemeiner Kenntnisse aus der Mechanik und dem Maschinenbau die Gruppe der Wasserhebemaschinen eingehend studiren will, und insbesondere auch des praktischen Bergmannes, welchem häufig Zeit und Gelegenheit fehlt, sich die volle Gewandtheit in mechanischen Fächern zu erwerben oder zu erhalten.

Die Zeichnungen, welche der Verfasser grösstentheils selbst angefertigt hat, zerfallen in Skizzen von Anordnungen und Details aller Theile, mit Ausnahme der allgemein bekannten Maschinen-Elemente, wie Zahnräder, Zapfenlager, Schubstangen u. s. w., welche auch in dieser speziellen Anwendung nichts von der gewöhnlichen Construction Abweichendes zeigen. Die skizzenhafte Darstellung gestattete es, eine grosse Menge Material auf den Tafeln unterzubringen, welche sonst einen weit grösseren Umfang erhalten und beträchtlich höhere Kosten verursacht hätten. Der Massstab für die Details ist hinreichend gross angenommen, um deren Construction genau ersichtlich zu machen. Die aus gedruckten Quellen entnommenen Zeichnungen wurden, wo dieselben undeutlich oder unrichtig schienen, corrigirt, jedoch derart, dass die Darstellung sich von der wirklichen Ausführung jedenfalls nicht viel unterscheidet, sonstige Aenderungen nur dann vorgenommen, wenn diese sich zweifellos als zweckmässig erwiesen.

Bei den Berechnungen, welche grösstentheils Originalarbeit sind, wurden Meter und Kilogramm als Einheiten angenommen, welche Einheiten durchgehends beizubehalten der Gleichförmigkeit wegen an-

gemessen erschien, obwohl sich dadurch in einigen Formeln und Beispielen längere Zahlenausdrücke ergaben.

Bei dem Aufwande an Mühe und Zeit, welchen die Bearbeitung eines so ausgedehnten und mannigfaltigen Stoffes erfordert, bei der oft auftretenden Schwierigkeit, aus verschiedenen oder widersprechenden Angaben das Richtige zu ermitteln oder überhaupt verwendbare Daten zu erhalten, ist es wohl unvermeidlich, dass einem solchen Werke mehrfache Mängel anhaften, welche jedoch das darin enthaltene Gute und Brauchbare nicht in Schatten stellen dürften. So übergibt der Verfasser seine Arbeit dem fachmännischen Publikum in der durch früher erzielte günstige Erfolge genährten Hoffnung, auch mit diesem Produkte mehrjähriger angestrengter Thätigkeit etwas Nützliches geleistet und einem vielfach laut gewordenen Bedürfnisse entsprochen zu haben.

[illegible] ergeben, obwohl sich dadurch in einigen Formeln und Beispielen frühere Zahlenwerthe [illegible] geändert.

Bei dem Aufwande an Mühe und Zeit, welchen die Bearbeitung einer so [illegible] und [illegible] Stoffes erfordert, bei der [illegible] Schwierigkeit, aus verschiedenen oder widersprechenden Angaben der Autoren das Richtige zu ermitteln oder allgemeine [illegible] zu erkennen, ist es wohl unvermeidlich, dass trotz aller [illegible] Mängel enthalten, welche [illegible] des Buches [illegible] Zeit und Umständen nicht in [illegible] ziehen [illegible]. [illegible] die Vorrede [illegible] Arbeit dem [illegible] Publikum in der durch früher erzielte günstige Erfolge genährten Hoffnung, auch mit [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] zu haben.

Inhalt.

	Seite
Einleitung	1

I. Die gewöhnlichen Bergwerkspumpen. (S. 3.)

	Seite
Allgemeines über Pumpen	3
Arten der Pumpen	3
Mönch- und Scheibenkolben	5
Allgemeine Anordnung der Pumpen	5
Röhren	6
Material	6
Durchmesser der Röhren	6
Länge	7
Wandstärke	7
Röhrentouren mit abnehmender Stärke	9
Sicherung gegen Zerdrücken und Zerreissen	9
Verbindung der Gusseisenröhren	10
Verbindung der Schmiedeisenröhren	11
Stärke und Stellung der Schrauben	11
Dichtungen	11
Asphaltröhren	14
Ventile	14
Allgemeine Constructionsregeln	15
Grösse der Ventilöffnung	15
Uebergriff	16
Hubhöhe	17
Hub der halbrunden Klappen	17
„ „ zweiklappigen Ventile	20
„ „ mehrklappigen „	21
„ „ Klappen mit radialen Drehungsaxen	22
„ „ runden Klappen	24
„ „ Teller-, Kegel- und Kugelventile	24
Gewicht der Ventile	24
Ventile mit einfacher Sitzfläche	26
Klappenventile	26
Klappen mit geneigtem Sitze	27
Eiserne Charniere	28
Einfache Klappen	29
Mehrklappige Ventile	29
Andere Klappenarten	30
Tellerventile	30
Kegel- und Kugelventile	32
Doppelsitzventile	32
Doppelsitzventile mit gleich hoch liegenden Sitzflächen	32
Hauben- oder Glockenventile	35
Doppelsitzventile mit tiefer liegender innerer Sitzfläche	38
Andere Arten von Ventilen	39
Combination von Klappen und Tellerventilen	39
Pyramiden-(Etagen-)Ventile	39
Biegsame Ventile	42
Mittel zur Erleichterung der Bewegung der Ventile	44
Ventilsitz und Ventilkasten	46
Ventilsitz	46
Befestigung der Hubpumpen-Saugventile durch Gewichte	46
Ventilsitze ohne Befestigung	47
Form der Ventilkästen	48
Dimensionen der Ventilkästen	48
Verschluss der Ventilkästen	50
Ausheben der Ventile und Sitze	52
Druckpumpen mit Mönchkolben	56
Erscheinungen beim Gange einer Druckpumpe	56
Berechnung	59

	Seite
Kolbengeschwindigkeit	60
Querschnitt der Röhren	60
Leistung der Pumpe	61
Kolbenhub	61
Betriebskraft	62
Ausgeführte Dimensionen, Beispiele für die Berechnung	62
Mönchkolben	63
Pumpencylinder	64
Gurgelrohr	65
Grundplatte	65
Stopfbüchse	67
Ventile	69
Steig- und Saugröhren der Druckpumpen	69
Steigröhren	69
Compensationen	69
Knierohre	70
Ausguss	71
Saugröhren und Reservoirs	71
Saugröhren der Sumpfpumpen	71
Saugreservoir am Sumpf	72
Saugkasten	73
Saugreservoir in mittlerer Schachttiefe	73
Verbindung des Saugrohrs mit dem Steigrohre der nächst tieferen Pumpe	74
Betrieb der Pumpen	75
Entfernung der Luft aus den Pumpen	75
Füllung und Entleerung der Pumpe	76
Prüfung des Saugventiles	77
Regulirung der Wassermenge	78
Regulirung durch Circulation des Wassers	79
Regulirung durch Aussergangsetzen einzelner Pumpen	80
Einrichtung zur Einstellung der Pumpen	82
Regulirapparat für den Zufluss aus einem Reservoir	83
Pumpen für verschiedene Wassermengen	83
Conservirung der Pumpentheile	84
Sicherung des Betriebes	86
Anordnung der Druckpumpen	87
Regeln für die Anordnung	87
Gurgelrohr am unteren Ende, Saugventil in der Axe des Cylinders	88
Gurgelrohr am unteren Ende, Saugventil seitwärts vom Cylinder	88
Gurgelrohr oben, Saugventil unter dem Cylinder	92
Gurgelrohr oben, Saugventil seitwärts vom Cylinder	92
Beispiel für die Detailconstruction einer Pumpe	94
Pumpen in tonlägigen Schächten	94
Fundament der Druckpumpen	95
Gemauertes Fundament	96
Hölzerne Pumpenträger	96
Sprengwerke	98
Keillager	98
Verlagerung in gemauerten Schächten	100
Gusseiserne Träger	100
Schmiedeiserne Träger	100
Doppelte Verlagerung	101
Freitragende Lager	101
Einaxige Hubpumpen	102
Berechnung	103
Kolben	105
Kolbenstange	105
Liederung	106
Kolbenventile	109
Kolben mit Klappenventilen	109
„ „ Tellerventilen	111
„ „ Doppelsitzventilen	113
„ „ biegsamen Ventilen	113
Trichterkolben	113
Holzkolben	116
Kolben mit beweglichem Kolbenkörper	116
Pumpencylinder	117
Ventile, Saug- und Steigröhren	117
Liederkasten	118
Betrieb unter Wasser	118
Entleerung und Füllung	118
Conservirung der Pumpentheile	118
Fundament	119
Entwurf einer Pumpenanlage	119
Ermittlung der Wassermenge	119
Vertheilung der Pumpen	122
Höhenstellung der Pumpen	123
Berechnung der Anlage	123
Anordnung des Grundrisses	126
Literatur	129

II. Gestänge. (S. 132.)

	Seite
Berechnung	133
Querschnitt des Hubpumpengestänges	133
Widerstand gegen den Niedergang des Hauptgestänges	135
Dynamische Verhältnisse des Niederganges	136
Widerstand gegen die Eröffnung der Druckventile	137
Bestimmung des Gestänggewichtes	139
Querschnitt des Hauptgestänges	141
Grenze für die Ausführbarkeit der Gestänge	143
Gestänge mit abnehmendem Querschnitte	144
Anstrengung des Gestänges beim Niedergange	148
Sicherung gegen das Zerknicken, Abstand der Führungen	150
Holzgestänge	151
Gestänge aus Eisen mit I-förmigem Querschnitte	152
Gestänge mit kastenförmigem Querschnitte	154
Röhrengestänge	156
Gestänge mit kreuzförmigem Querschnitte	156
Detail-Entwurf, Controle der Berechnung	157
Gestänge mit nach unten zunehmender Stärke	164
Gestänge ohne Druck beim Niedergange	165
Gestänge, deren Niedergang durch die Maschine unterstützt wird	170
Gestänge für eine blos Hubpumpen enthaltende Anlage	177
Holzgestänge	179
Zusammensetzung	179
Gestänge-Verbindungen	179
Verbindung mit Stoss und 4 eisernen Laschen	180
Dieselbe Verbindung mit zwei Laschen	183
Zwei Reihen von Schachtstangen	185
Drei oder vier Reihen von Schachtstangen	186
Verbindung mit hölzernen Laschen	187
Verbindung durch Ueberblattung	187
Führungen	188
Fangvorrichtungen	189
Fanglager	189
Fanghölzer und Fangeisen	191
Mittel gegen den Stoss beim Fangen	191
Befestigung des Mönchkolbens mittelst Krumms	193
Befestigung des Mönchkolbens mittelst Gestänggabelung und Rahmen	193
Befestigung des Mönchkolbens mit Gabelung ohne Rahmen	195
Verbindung ohne Gabelung	197
Verbindung des Gestängeendes mit dem Mönchkolben	197
Doppelgestänge	198
Holzgestänge mit Eisenbekleidung	198
Kettengestänge	198
Holzgestänge, welche nur auf Zug in Anspruch genommen sind	199
Eisengestänge für Zug und Druck	202
Vergleich zwischen Holz- und Eisengestängen	202
Verbindungen	202
Berechnung der Querverbindung mit Nieten	204
Querverbindung mit Schrauben	204
Gabelung der Gestänge	205
Gestänge mit kreuzförmigem Querschnitte	206
Verbindungen der Kreuzgestänge	206
Verbindung der Kreuzgestänge mit dem Mönchkolben	206
Gestänge mit kastenförmigem Querschnitte	207
Verbindungen der Kastengestänge	207
Gabelung und Verbindung mit dem Mönchkolben	208
Fangvorrichtungen	209
Führungen	209
Andere Construction der Kastengestänge	209
Doppelgestänge mit kastenförmigem Querschnitte	210
Gestänge m. I-förmigem Querschnitte	210
Gestänge aus Flacheisen	211

	Seite
Gestänge mit abnehmendem Querschnitte	211
Röhrengestänge	212
Eisengestänge für Zug allein	214
Gestänge aus Rundeisen, Verbindung mit Zahnschloss	215
Verbindung mit Anlegschienen oder Muffen	215
Verbindung durch einen Muff und Keile	215
Verbindung mit Muff und Keilen zwischen den Gestängeenden	216
Verbindung mit Anziehmuffen	217
Führung für Rundgestänge	217
Fangvorrichtung	218
Verbindung mit dem Mönchkolben	218
Gestänge aus Quadrateisen	219
Gestänge aus Flacheisen	219
Gestänge aus I-Eisen	220
Doppelgestänge aus Eisen	220
Gusseisen-Gestänge	221
Gussstahlgestänge	221
Drahtseilgestänge	222
Regulirung des Gestänggewichtes	223
Belastung des Gestänges	223
Ausgleichungen	224
Ausgleichung durch Theilung des Gestänges	225
„ „ Gewichte	225
Hydraulische Balanciers	226
Ausgleichung durch Hinterwassersäulen	227
Pneumatischer Balancier	227
Regeneratoren	229
Bochkoltz's Regenerator	230
Combinirtes Regeneratorgewicht	233
Niedergangsgeschwindigkeit des Gestänges und Ermässigung derselben	235
Construction der Regeneratoren	238
Pneumatischer Regenerator	238
Hydraulischer Regenerator	239
Hydraulischer Regenerator mit Mönchkolben	242
Gestänge für geneigte und Horizontalstrecken	243
Gestänge in geneigten Schächten	243
Feldgestänge	244
Drahtseilgestänge	245
Literatur	246

III. Andere Pumpenarten. (S. 248.)

	Seite
Perspectivpumpen	248
Althans' Pumpe	248
Rittinger's Perspectivpumpe	249
Berechnung der Pumpe	249
Berechnung des Gestänges	251
Pumpe mit dem kleinsten Steigrohrquerschnitte	253
Pumpe mit dem kleinsten Gestänggewichte	253
Construction	255
Pumpen mit beweglichem Steigrohre (Rittingerpumpen)	257
Berechnung der Pumpe	258
Gestänggewicht	259
Querschnitt des Röhrengestänges	260
Querschnitt des Gestänges ober der Pumpe	261
Sicherung gegen den Druck beim Niedergange	262
Gang der Berechnung	262
Steigrohr von veränderlicher Wanddicke	266
Röhrengestänge mit veränderlichem Durchmesser	268
Construction der Pumpe	269
Windkessel	270
Steigröhren	271
Verbindungen der Steigröhren	271
Führungen und Fangvorrichtungen	272
Ausguss	272
Verbindung des massiven Gestänges mit dem Rohrgestänge	273
Modificationen der Perspectivpumpen	274
Pumpen ohne Gestänge, die sich gegenseitig Wasser zuheben	274
Perspectivpumpen mit zwei oder drei Kolben	276
Modificationen der Hubpumpen	277

Seite

Hubpumpen mit Scheibenkolben und aussenliegendem Gestänge . . . 277
Hubpumpen mit massivem Scheibenkolben 277
Hubpumpen mit Mönchkolben . . 278
Bourdon's und Colson's Hubpumpen 278
Vivian's Hubpumpe 279
Mantelkolben-Pumpe 280
Hölzerne Pumpen 280
Einfachwirkende Druckpumpen mit Scheibenkolben 281
Doppeltwirkende Pumpen 281
Scheibenkolben 282
Doppeltwirkende Pumpen mit Scheibenkolben 282
Pumpe mit vereinigtem Scheiben- und Mönchkolben 283
Pumpe mit getrenntem Scheiben- und Mönchkolben 285
Doppeltwirkende Pumpe mit Mönchkolben 286
Vereinigte Pumpensätze 286
Literatur 287

IV. Einfachwirkende Dampfmaschinen. (S. 289.)

Seite

Rotirende und nicht rotirende Maschinen 290
Einfach- und doppeltwirkende Maschinen 292
Stehende und liegende Machinen . 293
Balancier- und direktwirkende Maschinen 294
Maschinen mit und ohne Condensation 297
Maschinen mit und ohne Expansion 297
Maschinen mit einem und zwei Cylindern 298
Eintheilung der Wasserhebmaschinen 299
Gang der Maschine 299
Berechnung 301
Formel für die Kolbenfläche . . . 301
Coëfficient für die Nebenhindernisse 303
Expansionscoëfficient 304
Cylinder- und Kesselspannung . . 305
Hub, mittlere Geschwindigkeit und Hubzahl 306
Verbrauch an Speisewasser . . . 307
Verbrauch an Condensationswasser 308
Dampfhemd 310
Bewegung der Gestänge beim Aufgange 310
Aufgangsgeschwindigkeit bei Expansionsmaschinen 311
Maximalgeschwindigkeit 314
Schwungmassen zur Regulirung der Geschwindigkeit, Expansionsgrad 315
Gestängeüberwucht und Gegengewicht 317
Berechnung von G_n 318
Ermittelung von G 318
Gestängedimensionen 319
Gang der Berechnung der einfachwirkenden Maschinen 322
Berechnung der Maschinen mit Bochkoltz'schem Regenerator . 330
Regulirung der Geschwindigkeit mittelst Schwungring 332
Bewegung des Gestänges durch einen Schwungring behufs Verminderung der Schwungmassen 333
Kesseldimensionen 334
Dampfcylinder 336
Dimensionen 336
Construction 337
Dampfkanäle 338
Dampfhemd 338
Verbindung des Dampfhemdes mit dem Cylinder 339
Deckel 340
Untersatz 340
Stopfbüchse 342
Stopfbüchsendichtung mit Dampf . 342
Umhüllung 343
Kolben und Kolbenstange 343
Construction des Kolbens 343
Kolbenstange 344
Verbindung der Kolbenstange mit dem Kolben 344
Verbindung der Kolbenstange mit dem Gestänge 345

Seite
Bewegliche Verbindung 345
Verbindung mit Kappeisen . . . 346
„ „ Traverse 347
„ „ „ und Gabelung 347
„ „ einem Kastengestänge . . 348
„ „ I-förmigen und Rundeisen-Gestängen 349
Innere Steuerung 349
Spiel der Ventile bei Condensationsmaschinen 350
Spiel der Ventile bei Maschinen ohne Condensation 351
Pausen 352
Dimensionen der Ventile 352
Construction der Ventile 354
Glockenventile 354
Röhren- und Laternenventile . . 355
Ventilkasten 355
Dampfrohre 356
Ventilkästen für Maschinen ohne Condensation 356
Getrennte Ventilkästen 357
Ventilkästen für Condensationsmaschinen 358
Ventilkästen für Balanciermaschinen 358
Aeussere Steuerung 359
Principielle Einrichtung der Kataraktsteuerungen 360
Modificationen der beschriebenen Einrichtung 362
Erzielung der Expansion 363
Anwendung auf Maschinen mit zwei Steuerventilen 365
Maschinen mit drei Steuerventilen 366
Balanciermaschinen 366
Anordnung 367
Steuerung mit zwei Pausen und zwei einfachwirkenden Katarakten . . 367
Steuerung mit zwei Pausen und einem doppeltwirkenden Katarakt . . 369
Steuerung mit einem einfachwirkenden Katarakt und doppelter Pause 370
Einrichtung zum Betriebe mit oder ohne Pausen 372
Dieselbe Einrichtung für Condensationsmaschinen 373
Steuerung ohne obere Pause . . . 374

Seite
Steuerung ohne Einklinkung . . . 377
Steuerung mit Pausen ohne Katarakt 378
Katarakte 379
Gehemmter Katarakt mit Einklinkung 380
Gemeinschaftliche Einklinkung für den Katarakt und die Steuerwelle 381
Hemmung durch Sperrung des Druckventiles der Kataraktpumpe . . 382
Freigehende Katarakte 385
Einfachwirkender Katarakt für doppelte Pausen 386
Doppeltwirkende Katarakte . . . 387
Details der äusseren Steuerung . . . 390
Stärke der Steuerungstheile . . . 390
Steuerstange 391
Knaggen 393
Steuerwellen, Daumen 394
Steuerhebel 394
Sectoren und Fallklinken 394
Ventilhebel und Ventilstange . . 395
Regulirung der Hubhöhe der Ventile 396
Gewichte zur Oeffnung der Ventile 397
Verhütung der stossweisen Eröffnung der Ventile 397
Kataraktstangen 398
Handräder 399
Dimensionen der Katarakte . . . 399
Kataraktpumpen 401
Kataraktpumpe mit Saugventil und Hahn 402
Katarakt mit Saugventil und Regulirkolben 402
Katarakt mit Saug- und Druckventil 403
Katarakte mit einem einzigen Ventile 404
Pumpe für einen doppeltwirkenden Katarakt 405
Schieber-, Hahn- und Kolbensteuerung . 406
Schiebersteuerung ohne Pausen . . 406
Schiebersteuerung mit Pausen . . 407
Kolbensteuerung 409
Hahnsteuerung 409
Condensation und Speisung 410
Dimensionen der Luftpumpe und des Condensators 411
Querschnitt des Einspritzrohres . 412
Dimensionen der Speise- und Kaltwasserpumpe 412

	Seite
Condensator	413
Einspritzrohr	413
Luftpumpe	414
Kolben der Luftpumpe	415
Ventile der Luftpumpe	415
Anordnung	416
Getrennte Aufstellung von Luftpumpe und Condensator	416
Gemeinschaftliche Aufstellung	417
Luftpumpe im Condensator	418
Speise- und Kaltwasserpumpe	418
Erleichterung der Condensation	419
Condensator ohne Luftpumpe von Letoret	420
Ruffer's Condensator ohne Luftpumpe	421
Trockene Luftpumpen	421
Die Balanciers	422
Construction aus Gusseisen	423
Construction aus Blech	423
Hauptdimensionen der Blechbalanciers	424
Berechnung der Balanciers ohne Deckbleche	425
Berechnung der Balanciers mit Deckblechen	427
Dimensionen der Axe und der Zapfen	432
Lagerung	433
Verbindung des Balancier mit der Kolbenstange und dem Gestänge	433
Verbindung des Contrabalancier mit dem Gestänge durch zwei Lenkstangen	435
Verbindung mittelst einer Lenkstange	435
Belastung des Contrabalancier	436
Sonstige Einrichtungen	437
Apparate zur Regulirung des Ganges	437
Fanghörner	438
Indicator, Hubzähler, Winde	439
Fundirung	440
Fundament der direktwirkenden Maschinen	440
Hölzerne und gusseiserne Tragbrücken	440
Schmiedeeiserne Tragbrücken	441
Fundirung der Balanciermaschinen	442
Anordnung	442
Direktwirkende Maschinen mit Contrabalancier, ohne Condensation	443
Direktwirkende Maschinen mit Contrabalancier, mit Condensation	443
Direktwirkende Maschinen ohne Contrabalancier	445
Balanciermaschinen	445
Maschinen mit unten liegendem Balancier	446
Maschine mit Evans'schem Balancier	447
Maschine mit zwei Gestängen	447
Maschine mit zwei Dampfcylindern	448
Tonnlägige Wasserhebmaschinen	448
Liegende Maschinen	450
Literatur	451

V. Doppeltwirkende Maschinen. (S. 454.)

	Seite
Berechnung	455
Dampfcylinder	458
Kolbenstange	458
Verbindung mit einem Kastengestänge	459
Verbindung mit Fanghorn	459
Verbindung mit Gabelung	460
Verbindung des Balancier mit dem Gestänge	461
Innere Steuerung	461
Aeussere Steuerung	462
Schiebersteuerung	465
Bewegung des Einspritzventiles	466
Condensation und Speisung	466
Fundirung	467
Anordnung	468
Literatur	469

VI. Zweicylindrige Maschinen. (S. 471.)

	Seite
Einfachwirkende zweicylindrige Maschinen	471
Princip	471
Berechnung der Maschine	473
Dimensionen des kleinen Cylinders	475
Maximalspannung der Kolbenstange, Gestänge-Dimensionen	476
Schwungmasse zur Regulirung des Ganges	477
Expansionsgrad im kleinen Cylinder	484
Vergleich mit eincylindrigen Maschinen, vortheilhaftester Expansionsgrad im kleinen Cylinder	486
Gang der Berechnung	488
Dampfcylinder, Kolbenstangen	490
Dimensionen der inneren Steuerung	491
Anordnung der Ventile	491
Aeussere Steuerung	493
Modificationen dieser Steuerung	494
Anlassen der Maschine	495
Anordnung	496
Directwirkende Anordnung mit neben einander stehenden Cylindern	496
Balanciermaschine mit neben einander stehenden Cylindern	498
Direktwirkende Maschine mit ober einander stehenden Cylindern	498
Doppeltwirkende zweicylindrige Maschinen	499
Doppeltwirkende Woolf'sche Maschinen	499
Berechnung dieser Maschinen	500
Innere Steuerung	500
Aeussere Steuerung	502
Anordnung mit neben einander stehenden Cylindern	504
Anordnung mit ober einander stehenden Cylindern	504
Andere zweicylindrige Maschinen	506
Maschine von Sims	506
Sims-Kley'sche Maschine	507
Berechnung der Kolbenflächen	507
Schwungmassen für den Niedergang	510
Ueberwucht	512
Wirksames Gestänggewicht	512
Schwungmasse für den Aufgang	513
Expansionsgrad im kleinen Cylinder und Hub des kleinen Kolbens	513
Gang der Berechnung	514
Literatur	517

VII. Rotirende Maschinen. (S. 518.)

	Seite
Allgemeine Einrichtung	518
Erzielung des gleichen Widerstandes beim Auf- und Niedergange	519
Betrieb der Förderung und Wasserhebung	520
Anwendung von Condensation und Expansion	520
Anwendung einer Transmission	520
Zwillingsmaschinen	521
Berechnung	521
Leistung der Maschine	521
Kolbenfläche	522
Transmission	522
Daten für die Berechnung	523
Hub und Geschwindigkeit des Dampfkolbens	524
Theile der Dampfmaschine	525
Steuerung	525
Sonstige Theile	526
Schwungrad	526
Schwungrad für Maschinen mit Expansion, ohne Umsetzung	529
Betrieb von nur einer Pumpentour	536
Schwungrad für Maschinen ohne Expansion und ohne Umsetzung	541
Schwungrad für Maschinen mit Umsetzung	543
Verbindung der Maschine mit dem Gestänge	551
Gewöhnliche Anordnung	551
Krummzapfen-Welle	551
Verbindungsstangen	552
Berechnung der Kunstwinkel	553
Construction der Kunstwinkel	555
Führung	556
Hängende Kunstwinkel	556

Seite
Andere Einrichtungen 557
Aus- und Einrückung bei combinirten Maschinen 558
Anordnung 559
Gewöhnliche Anordnungen der combinirten Förder- und Wasserhebmaschinen 559
Anordnungen für andere Schachteintheilungen 561
Gemeinschaftliche Welle für Förderung und Wasserhebung . . . 561
Anwendung von zwei Maschinen für Förderung und Wasserhebung . 562
Transportable Maschinen 563
Liegende Wasserhebmaschinen ohne Umsetzung 564
Stehende direktwirkende Maschinen 566
Stehende Balanciermaschine . . . 567
Rotirende zweicylindrige Maschinen . 568
Berechnung 569
Schwungrad 572
Steuerung 577
Anordnung 578
Riehn'sche Maschine 580
Vergleich dieses Systems mit dem Sims-Kley'schen 581
Literatur 582

VIII. Wassersäulenmaschinen. (S. 584.)

Seite
Berechnung 586
Wassermenge 586
Gestänge, Hinterwassersäule . . . 587
Kolbenfläche, Geschwindigkeit . . 588
Hub und Hubzahl, ausgeführte Dimensionen 589
Treibcylinder und Kolben 591
Treibkolben 591
Cylinder 591
Verbindung des Mönchkolbens mit dem Gestänge, Hubbegrenzung . 592
Zu- und Ableitung des Wassers . . . 593
Einfallkasten 593
Einfallröhren 594
Abfallrohr 594
Drosselklappen 595
Sperrventile 595
Sperrschieber 596
Steuerung 597
Kolbensteuerung 597
Zweikolbensystem 599
Berechnung des Zweikolbensystems 600
Verbrauch an Steuerwasser, Dimensionen des Gurgelrohres . . . 602
Dreikolbensystem 604
Andere Anordnung des Dreikolbensystems 608
Mönchkolben als Gegenkolben . . 609
Dreikolbensystem mit getrennten Cylindern 611
Vierkolbensystem 611
Vorsteuerung 612
Vorsteuerung mit Kolben 613
Aeussere Steuerung 614
Vorsteuerung mit Hahn 615
Vorsteuerung mit Schieber . . . 616
Steuerkolben 616
Dreikolbensystem mit Ventilkolben 618
Steuercylinder 618
Details der Vorsteuerung 619
Hahnsteuerung 620
Ventilsteuerung 621
Schiebersteuerung 623
Sonstige Einrichtungen 624
Gewichtsausgleichung des Gestänges 624
Betrieb 626
Sicherung gegen Stösse 627
Fundirung 628
Anordnung 628
Maschine mit Zweikolbensystem und Schiebervorsteuerung 628
Maschine mit Zweikolbensystem und Hinterwassersäule 629
Dreikolbensystem 630
Vierkolbensystem 631
Maschine mit Schiebersteuerung . 633
Zweicylindrige Maschinen 635
Zweicylindrige Maschinen mit einfachem Gestänge 636

*

	Seite
Maschinen mit stets gleichzeitigem Betriebe der Gestänge	638
Maschinen mit nur abwechselndem Betriebe	639
Maschinen mit Einzel- oder gleichzeitigem Gange	640
Ganz getrennte Maschinen	640
Gekuppelte oder gemeinschaftliche Vorsteuerung	640
Gekuppelte Hauptsteuerung	640
Gemeinschaftliche Vor- und Hauptsteuerung	641
Gekuppelte Treibkolben	641
Sonstige Anordnungen	641
Doppeltwirkende Maschinen	641
Tonnlägige Maschinen	642
Liegende Maschinen	643
Rotirende Maschinen	645
Mayer's Wassersäulenmaschine	647
Literatur	648

IX. Sonstige Motoren für Pumpen. (S. 650.)

	Seite
Wasserradkünste	650
Turbinenkünste	651
Windkünste	652
Calorische und Gasmaschinen	652
Rosskünste	653
Handpumpen	654
Hölzerne Handpumpen	655
Ventile	655
Kolben	656
Betrieb	657
Berechnung	657
Tretpumpen	658
Eiserne Hebelpumpen	659
Rotirende eiserne Pumpen	661
Literatur	663

X. Einrichtungen zur Vermeidung fester Gestänge. (S. 664.)

	Seite
Aufstellung der Dampfmaschine im Niveau des Abflussstollens	665
Rotirende unterirdische Maschinen	665
Vergleich der unterirdischen mit den obertägigen Maschinen	666
Anwendung von Expansion und Condensation	668
Berechnung	668
Schwungrad	670
Construction der Dampfmaschine	672
Dampfkessel	672
Dampfröhren	673
Compensationen	674
Umhüllung der Dampfröhren	674
Condensation	675
Berechnung der Condensotorpumpe	676
Temperatur des von der Druckpumpe angesaugten Wassers	677
Pumpen für rotirende Maschinen	679
Mönchkolben	679
Stopfbüchse des Mönchkolbens	680
Scheibenkolben	681
Ventile	682
Tellerventile	683
Kugelventile	683
Steig- und Saugröhren	685
Windkessel	686
Sonstige Bestandtheile	689
Pumpen mit Mönchkolben	689
Pumpen mit Scheibenkolben	690
Andere Pumpenarten	690
Anordnung der rotirenden Maschinen	691
Einfache Maschinen	691
Gekuppelte Maschinen	692
Woolf'sche Maschinen	693
Andere Anordnungen	693
Nichtrotirende Maschinen	694
Decker'sche Dampfpumpen	695
Cameron's Pumpe	697
Maschinen von Maxwell & Cope	697
Wassersäulenmaschinen ohne Gestänge	698
Nichtrotirende Maschinen	700
Reichenbach'sche Maschinen	700
Maschine zu St. Nicolas	702

Seite

Rotirende Maschine zu Clausthal 703
Pumpen mit Wassertransmission . . 704
Uebertragung der Kolbenhube von der Kraftmaschine an die Pumpe 705
Wassertransmission für horizontale Strecken 707
Wassertransmission zum Ersatze von Schachtgestängen 710
Pumpen mit Lufttransmission . . . 711
Pumpen mit Drahtseiltransmission . . 712
Literatur 713

XI. Bewegliche Pumpen. (S. 715.)

Seite

Methoden der Senkung 716
Allmälige Senkung mittelst aufgehängter Pumpe 716
Allmälige Senkung mit auf der Sohle ruhender Pumpe 718
Periodische Senkung bei aufgehängter Pumpe 718
Periodische Senkung mit fest gelagerter Pumpe 719
Maschinen für Abteufpumpen . . 720
Winden 720
Pumpen 721
Dimensionen 721
Kolbenrohr und Kolben 722
Steigrohr 722
Saugrohr 724
Ausguss 724
Gestänge 725
Verbindung des Pumpengestänges mit dem Hauptgestänge 725
Apparate zum Aufholen der Pumpentheile 726
Schläucher 726
Rittinger-Pumpen zum Abteufen 728
Aufhängung der Pumpen 729
Senkstangen 729
Senkbäume 731
Hängstangen für die Senkbäume . 732
Senkapparat, Holzstützen 733
Senkschrauben 733
Flaschenzüge 735
Hydraulisches Senkzeug 735
Anordnung 737
Senksatz mit beweglicher Maschine 739
Periodische Senkung mit festgelagerter Pumpe 739
Saugsätze 739
Pumpen mit aussenliegendem Gestänge 740
Bewegliche Pumpen ohne Gestänge . 740
Unterirdische Dampfpumpen ohne Rotation 741
Rotirende unterirdische Dampfpumpen 741
Handpumpen 742
Bewegliche Pumpen für stabile Wasserhaltung 743
Pumpen mit aussenliegendem Gestänge 743
Hebung und Senkung einer Pumpe mittelst der Maschine 743
Literatur 744

XII. Die sonstigen Wasserhebungs-Apparate. (S. 746.)

Seite

Wasserhebung am Förderseil 746
Wasserziehen am Haspel 748
Wasserhebung mit dem Fördergefässe 748
Tonnen zur Wasserhebung . . . 749
Construction der Tonnen 750
Bodenventil 750
Tonnen für enge Schächte . . . 751
Kästen 752
Wasserhebung mit der Förderschale 754
Gleichzeitige Förderung und Wasserhebung 756
Wasserhebung durch directen Dampf- oder Luftdruck 757
Wasserhebung durch comprimirte Luft 757

	Seite
Wasserhebung durch Verdünnung der Luft	759
Wasserhebung durch unmittelbaren Dampfdruck	760
Savery's Dampfmaschine	760
Schwestka's Dampfpumpensatz	761
Rittinger's Apparat	762
Hall's Pulsometer	763
Strahlpumpen	766
Heber	768
Princip	768
Allgemeine Einrichtung	769
Berechnung einer Heberanlage	770
Röhren	773
Eintritt des Wassers	774
Austritt des Wassers	774
Füllung des Hebers	775
Entfernung der Luft während des Betriebes	776
Ausgeführte Heberanlagen	778
Rotirende Pumpen	780
Literatur	781
Nachtrag	783

Einleitung.

Die unterirdischen Räume der Bergwerke sind dem Zutritte von Wasser ausgesetzt, welches, von atmosphärischen Niederschlägen stammend, durch die Poren und Klüfte der Boden- und Gesteinsarten Eingang in die Erdrinde findet, dem Gesetz der Schwere folgend gegen die Tiefe vordringt und bei Mangel besonderer Vorkehrungen die Grubenbaue ausfüllt (ertränkt oder ersäuft).

Befindet sich ober der Lagerstätte des zu gewinnenden Minerals eine wasserführende Schicht, so versieht man die Baue, welche diese Schicht durchdringen, mit einer wasserdichten Ausfütterung. Einzelne Zuflüsse werden durch Verdämmungen abgesperrt.

Ist man nicht im Stande, durch solche Mittel schon dem Eintritt des Wassers in die Grube zu wehren, so muss für dessen Ableitung gesorgt werden. Diese erfolgt durch Stollen oder mittelst Maschinen. Die Stollen verursachen geringe Unterhaltungskosten und gestatten einen ungestörten Abfluss des Wassers, ihre Länge wird jedoch um so bedeutender und ihre Herstellung um so theuerer, je weiter abwärts der Bergbau sich ausdehnt, so dass ihre Anwendung meist schon bei Tiefen ausgeschlossen ist, welche von der durch die Natur gezogenen Grenze, dem Niveau des Meeresspiegels, noch weit entfernt liegen.

Verhältnissmässig tiefe Gruben erfordern daher die Anlage von Maschinen, obschon deren Betrieb grössere Auslagen bedingt und auch bei sorgfältigster Aufsicht gefährlichen Störungen unterliegt. Unerlässlich ist ferner die Hebung des Wassers bei Schächten oder Gesenken, die im Abteufen begriffen sind, überhaupt bei Grubenbauen, welche mit dem für den Abfluss bestimmten Stollen noch nicht durchschlägig sind.

Stellt sich nun auch in einem gegebenen Falle die Anwendung von Hebeapparaten als nothwendig heraus, so ist es doch stets vortheilhaft, nach Zulass der Terrainverhältnisse Abflussstollen anzulegen, welche

nicht nur das den oberen Horizonten zusitzende Wasser direct fortführen, sondern auch die Höhe vermindern, über welche das Wasser der tiefer gelegenen Baue emporzuschaffen ist.

Die Hebung mittelst Maschinen erfolgt in Schächten, denen das Wasser aus den einzelnen Theilen des Grubenbaues zugeleitet wird. Die Einrichtungen zur Aufsammlung und Leitung des Wassers bis zum Schachte, die Herstellung der wasserdichten Schachtausfütterungen und Dämme, sowie der Abflussstollen sind Gegenstände der Bergbaukunde, während in diesem Werke die Maschinen zur Wasserhebung (Wasserhaltung, Wassergewältigung) aus Gruben betrachtet werden sollen, welche mitunter einfach „Wasserhaltungsmaschinen" genannt werden, indem man annimmt, dass durch diese Bezeichnung die specielle Bestimmung für bergmännische Zwecke schon ausgedrückt sei.*)

Die Betriebsmaschinen der Wasserhebung werden meistens am Tagkranz des Schachtes, die Pumpen aber wegen beschränkter Saughöhe stets in grösserer Tiefe unter dem Tagkranz aufgestellt. Hiermit ergibt sich die Nothwendigkeit eines Verbindungsgliedes zwischen beiden, des Gestänges. Demgemäss ist der zu behandelnde Stoff eingetheilt in die Abschnitte über Pumpen, Gestänge und Kraftmaschinen, welche letzteren in die verschiedenen Arten von Dampfmaschinen, in Wassersäulenmaschinen und in sonstige Motoren zerfallen. Besondere Abschnitte sind gewidmet den beweglichen, hauptsächlich beim Schachtabteufen benützten Pumpen; den Einrichtungen, bei welchen das Gestänge fehlt und durch andere Transmissionen ersetzt, oder die Kraft- mit der Arbeitsmaschine direct verbunden ist; den von den gewöhnlichen abweichenden Constructionen der Bergwerkspumpen, endlich den sonstigen Wasserhebapparaten für Gruben.

*) Nach Serlo's Bergbaukunde ist unter Wasserlosung, welcher Ausdruck zuweilen ebenfalls für die Fortschaffung des Wassers gebraucht wird, dessen Abhaltung von den Grubenräumen und unter Wasserhebung dessen Entfernung zu verstehen.

I. Die gewöhnlichen Bergwerkspumpen.

Der arbeitende Theil, nach Redtenbacher's Bezeichnung das „Werkzeug" der gewöhnlichen Pumpen, ist der Kolben, welcher, in einem Cylinder eingeschlossen, unmittelbar auf das zu bewegende Wasser einwirkt. Das Gestänge erhält durch die Kraftmaschine eine hin- und hergehende Bewegung in der Richtung seiner Axe, welche parallel zu der des Wasserhaltungsschachtes, gewöhnlich vertikal gerichtet ist. Um die Anordnung möglichst einfach zu gestalten, wird der Kolben mit dem Gestänge meistens fest verbunden, erhält daher die gleiche Bewegung wie das letztere, und die Axe des Pumpencylinders steht ebenfalls parallel zu der des Schachtes; der Kolben bewegt sich mithin abwechselnd auf und nieder.

Allgemeines über Pumpen.

Arten der Pumpen. Wird nur beim Auf- oder Niedergange des Kolbens Wasser gehoben, so heisst die Pumpe eine einfachwirkende; erfolgt die Hebung beim Auf- und Niedergang, so ist sie eine doppeltwirkende.

Befindet sich das Wasser, welches der Kolben direct in Bewegung setzt, ober demselben, wirkt also das Gestänge bei der Wasserhebung ziehend, so ist die Pumpe eine Hubpumpe, im entgegengesetzten Falle, wobei das Gestänge auf den Kolben drückt, eine Druckpumpe. Fig. 1 zeigt eine Hubpumpe; *g* ist das Gestänge, *k* der mit aufwärts sich öffnenden Ventilen versehene Kolben, *s* das Saugventil. Beim Niedergang des Gestänges ist *s* geschlossen, die Kolbenventile sind offen und lassen das Wasser durchströmen, oder richtiger, der Kolben geht durch die ruhende, nur in der Nähe der Ventile bewegte Wassermasse abwärts. Beim Aufgange sind die Ventile des Kolbens geschlossen, das ober letz-

terem befindliche Wasser wird gehoben und ein dem Volum des Kolbenschubes entsprechendes Quantum über die Lutte l ausgegossen, gleichzeitig durch das geöffnete Saugventil s ein ebenso grosses Quantum in den Raum unter dem Kolben nachgesaugt.

Eine Druckpumpe ist in Fig. 2 skizzirt; der mit dem Gestänge g verbundene Kolben k ist massiv, der Pumpencylinder communicirt unten mit dem Raum zwischen dem Saug- und Druckventil $s\,d$. Beim Niedergang drückt der Kolben das Wasser durch das geöffnete Druckventil d aufwärts, während s geschlossen ist; beim Aufgang ist d geschlossen und wird durch s Wasser in den Cylinder gesaugt.

Das Ansaugen, d. i. das Bewegen des dem Kolben nachströmenden Wassers findet in beiden Fällen durch den äusseren Luftdruck statt, welcher das Wasser dem aufsteigenden Kolben zu folgen nöthigt, während der letztere den von oben wirkenden Gegendruck überwindet, also nur indirect die genannte Bewegung hervorruft. Für Hubpumpen, bei welchen der Kolben nahe dem Ausguss spielt, so dass die Hebung grösstentheils durch Saugen stattfindet, wendet man die specielle Bezeichnung Saugpumpen an; da der Luftdruck das Wasser nur bis zu einer beschränkten Höhe aufwärts treibt, sind solche Pumpen nur für geringe Hubhöhen, wie zum Betrieb durch Menschenkraft in Verwendung.

Die Pumpen Fig. 1 und 2 sind einfachwirkend; nach der früher gegebenen Erklärung muss eine doppeltwirkende Pumpe beim Aufgang als Hub-, beim Niedergang als Druckpumpe wirken. Eine solche Anordnung entsteht, wenn man, wie in Fig. 2 punktirt angedeutet, auch das obere Ende des mit einem Deckel zu verschliessenden Pumpencylinders mit dem Raum zwischen zwei Ventilen $s_1\,d_1$ verbindet, welche in einer vom anzusaugenden Wasser bis zum Rohre r geführten Leitung eingeschaltet sind.

Ein fernerer Unterschied ist der zwischen Pumpen mit Scheiben- und solchen mit Mönch-(Plunger- oder Taucher-)Kolben. Zu den ersteren gehören die bisher betrachteten; Fig. 3 zeigt eine Pumpe mit Mönchkolben k. Dieser taucht durch eine Stopfbüchse in den Pumpencylinder, die Ventile zeigen dieselbe Anordnung, und der Gang ist der gleiche wie in Fig. 2, die Pumpe wirkt als Druckpumpe. Eine Hubpumpe entsteht, wenn der Mönchkolben von unten in den Cylinder taucht und mittelst einer durch den Deckel geführten Stange oder sonst auf irgend eine Art mit dem Gestänge verbunden wird; doppeltwirkend lässt sich eine Mönchkolbenpumpe nicht construiren.

Endlich ist zu unterscheiden zwischen ein-, zwei- und mehraxigen Pumpen, welche Bezeichnungen für diejenigen Anordnungen gelten, bei denen die Axen der sämmtlichen Röhren und Gehäuse in

einer, zwei oder mehreren Geraden liegen. So ist die Pumpe Fig. 1 einaxig, Fig. 3 zwei- und Fig. 2 mit der punktirt angedeuteten Modification dreiaxig. Es ist diese Unterscheidung deshalb von Bedeutung, weil bei geringer Zahl von Axen der horizontale Querschnitt der Pumpe kleiner ist, der zur Aufstellung verfügbare Raum aber oft beschränkte Dimensionen besitzt.

Mönch- und Scheibenkolben. Die Mönchkolben werden in der Regel den Scheibenkolben vorgezogen, weil die Stopfbüchse der ersteren leicht zugänglich ist, sich stets nachziehen und dicht erhalten lässt, während die Liederung der Scheibenkolben nur beim Stillstand der Pumpe und auf umständlichere Art, daher nicht so oft reparirt werden kann und im Durchschnitte weniger dicht schliesst. Aus diesem Grunde lassen die Mönchkolben auch erheblich grössere Druckhöhen zu. Ein Nebenvortheil derselben ist, dass der zugehörige Pumpencylinder nicht ausgebohrt werden muss und daher dem Angriff durch saure Wässer länger Widerstand leistet; der abgedrehte Mönchkolben aber lässt sich gegen diese Einwirkung durch gehöriges Einfetten sichern. Für stabile Wasserhebung werden daher meist *Mönchkolben-Druckpumpen* verwendet und kommt mithin das Princip der einfachen Wirkung zur Geltung.

Beim Abteufen der Schächte dagegen benutzt man vorwaltend *einaxige Hubpumpen*, Fig. 1, weil diese geringen Raum einnehmen, leicht gesenkt und selbst dann noch im Betrieb erhalten werden können, wenn der Schacht ausgetränkt ist.

Allgemeine Anordnung der Pumpen. Da eine Pumpe nur dann guten Gang zeigt, wenn sie das Wasser auf eine gewisse beschränkte Höhe zu heben hat, setzt man bei Schächten grösserer Tiefe die Arbeitsmaschine der Wasserhebung aus mehreren, in verschiedenen Horizonten aufgestellten Pumpen zusammen, deren jede der nächst höheren das Wasser zuführt; die Kolben derselben sind an einem gemeinschaftlichen Gestänge befestigt. Die unterste Pumpe ist aus oben angeführtem Grunde auch bei stabiler Wasserhebung meist eine Hubpumpe.

Die unbewegten Theile der Pumpen sind: die *Ventilkästen*, welche die Ventile enthalten; der *Pumpencylinder* (das *Kolbenrohr*), in welchem der Kolben spielt, die *Saugröhren*, durch welche das zu hebende Wasser in den Pumpencylinder, und die *Steig-* oder *Druckröhren*, durch welche dasselbe vom Cylinder bis zum Ausguss gelangt; dazu kommt bei zwei- oder mehraxigen Pumpen noch das kurze *Gurgelrohr* n, Fig. 2 und 3, welches den Pumpencylinder mit dem Raum zwischen den Ventilen verbindet.

Das Wichtigste über Röhren und deren Verbindungen, sowie über Ventile lässt sich für alle Pumpen gemeinschaftlich behandeln.

Röhren.

Material. Das Material der Röhren ist in der Regel Guss- oder Schmiedeisen (Blech).

Schmiedeiserne Röhren dauern weniger lang als gusseiserne und leiden insbesondere durch sauere Grubenwässer, sie erfordern jedoch weit geringere Stärke, weil das Material namentlich gegen Stösse sicherer ist, erhalten ein entsprechend kleineres Gewicht, sind mithin leichter zu manipuliren und erweisen sich ökonomischer. Das geringere Gewicht ist besonders für Abteufpumpen von Vortheil. Die Gusseisenröhren werden daher gegenwärtig immer mehr durch schmiedeiserne verdrängt.

Gusseisenröhren werden besser stehend als liegend gegossen, weil im ersteren Falle die Unreinigkeiten sich in dem Aufguss ansammeln. Man versieht dieselben bei grösserem Durchmesser und Druck wie die Pumpencylinder mit Rippen.

Die schmiedeisernen Röhren stellt man durch Ziehen, Schweissen oder nach Art der Dampfkessel durch Zusammennieten aus Blechtafeln her. Das Nieten ist bei den üblichen Längen nicht wohl unter 25 bis 30 Cm. Durchmesser ausführbar, weil die Bolzen sonst zu schwer in das Rohr einzubringen sind; auch ist es zweckmässig, wenn man die Blechränder und Nietköpfe von innen verstemmen kann. Genietete Röhren finden sich auch bei starkem, z. B. 15 Atmosphären Druck in Anwendung. *) Geschweisste schmiedeiserne Röhren sind kostspielig. **)

Holz ist gegenwärtig nur mehr bei Handpumpen im Gebrauch. Kupfer oder Messing sind sehr dauerhaft, wegen des hohen Preises jedoch nur bei kleinen Stücken in Anwendung, welche sonst zu leicht rosten. Von Asphaltröhren ist unten die Rede.

Durchmesser der Röhren. Um den inneren Durchmesser d der Röhren zu bestimmen, wird die Geschwindigkeit v festgesetzt, mit welcher das Wasser sich darin bewegen soll. Ist M die pr. Secunde durchströmende Wassermenge, so hat man

*) Auf der Zeche Helena bei Witten, Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd., S. 323.

**) Geschweisste Röhren kamen zu Stassfurt in Anwendung (Preuss. Zeitschrift 1876, 24. Bd., S. 154) und werden auch bei Pumpen ohne Gestänge benutzt.

$$M = \frac{d^2 \pi}{4} v,$$

$$d = \sqrt{\frac{4\,M}{\pi\, v}}.$$

Ist v gross, so wird d, daher, wie die folgenden Formeln für die Wandstärke zeigen, auch die letztere gering, mithin aus doppeltem Grunde die Röhrenleitung wohlfeiler, hingegen wachsen die Bewegungshindernisse. Gewöhnlich nimmt man $v = 1$ bis $1{\cdot}5^{m}$, und hiermit wird

(1) $d = 1{\cdot}13 \sqrt{M}$ bis $0{\cdot}92 \sqrt{M}$.

Die Fälle, in welchen Abweichungen von dieser Annahme vorkommen, sind bei Betrachtung der Pumpen hervorgehoben.

Für den Gang der Pumpe ist ein kleiner Werth von v noch aus dem Grunde vortheilhaft, weil dabei die lebendige Kraft des in den Röhren befindlichen Wassers, folglich die hydraulischen Stösse beim Hubwechsel der Pumpe kleiner werden, obschon bei Abnahme von v der Durchmesser d, mithin die in den Röhren enthaltene Wassermenge zunimmt. Letztere ist nämlich, unter h die Länge der Röhrentour verstanden,

$$M_1 = \frac{d^2 \pi}{4} h = \frac{M}{v} h,$$

daher wenn γ das Gewicht des Wassers pr. Volumseinheit bedeutet, dessen lebendige Kraft

$$L = M_1 \gamma \frac{v^2}{2g} = \frac{M}{v} h \gamma \frac{v^2}{2g} = \frac{\gamma}{2g} h M v.$$

Man sieht hieraus, dass bei gegebener, durch die Röhren strömender Wassermenge M pr. Secunde L mit v abnimmt.

Länge. Die Länge der Röhren soll, damit die Zahl der Verbindungen möglichst gering wird, so gross sein, als die Rücksicht auf die Anfertigung es erlaubt. Man kann, wenn die Röhren aus Gusseisen bestehen, bei einem Durchmesser

von	5	bis	10 Cm.	die Länge gleich	2 Meter,
„	10	„	24	„ „ „ „	3 „
„	24	„	32	„ „ „ „	3·5 „
„	mehr als		32	„ „ „ „	4 „

nehmen. Genietete Blechröhren können beliebige Länge erhalten, deren Steigerung jedoch in der geringeren Handsamkeit der Röhren ihre Grenze findet; man nimmt bei Durchmessern über 40 Cm. Längen von 5 bis 10 Metern.

Wandstärke. Für die Wandstärke e existiren mehrere Formeln, welche zum Theil stark verschiedene Resultate ergeben. Für die bei

Pumpen und Wassersäulenmaschinen vorkommenden Pressungen ist diese Dimension hinlänglich genau aus der Voraussetzung abzuleiten, dass der Wasserdruck die Röhren längs einer durch ihre Axe gelegten Ebene an zwei diametral entgegengesetzten Stellen zu zerreissen strebt. Dieser Druck kommt aber dem Gewichte einer Wassersäule gleich, deren Querschnitt die Vertical-Projection der inneren Rohrwand ist. Bezeichnen also H die Druckhöhe des Wassers, d wie früher den Röhrendurchmesser, γ das Gewicht einer Volumseinheit Wasser, so ist der auf Zerreissen wirkende Druck pr. Längeneinheit der Röhre gleich $H d \gamma$; sind ferner e die Wandstärke und $\mathfrak{A}$ die zulässige Belastung pr. Flächeneinheit des Röhrenmaterials, so ergibt sich

$$H d \gamma = 2 e \mathfrak{A},$$

$$e = \frac{H d \gamma}{2 \mathfrak{A}}.$$

Es seien Meter und Kilogramm die Einheiten, n der Druck in Atmosphären oder in Kil. pr. Quadratcentimeter, so wird

$$n = \frac{H \gamma}{10000}, \quad H \gamma = 10000\, n,$$

(2) $e = 10000 \dfrac{nd}{2 \mathfrak{A}}$ Meter.

Bei kleinem Durchmesser d und geringem Druck n ergibt diese Formel e zu klein für die praktische Ausführung; man setzt aus diesem Grunde

(3) $e = A n d + B$,

worin A und B zwei constante Grössen sind, von denen B die geringste Stärke bedeutet, in welcher sich die Röhren noch gut anfertigen lassen.

Mit Rücksicht auf die hydraulischen Stösse ist es gerathen, die Constante A grösser zu nehmen als für ruhenden Druck. Man kann bei Gusseisenröhren

(4) . . $e = 0{\cdot}004\, nd + 0{\cdot}007$ bis $0{\cdot}005\, nd + 0{\cdot}007$ Meter

nehmen, wobei der kleinere Werth für gutes, der grössere für weniger festes Gusseisen (bis 1000 Kil. pr. Quadratcentimeter absoluter Festigkeit herab) entspricht. Liegend gegossene Röhren sollen um 0·003 Meter mehr Wanddicke erhalten als stehend gegossene, desgleichen Knieröhren etwas stärker sein als gerade.

Bei schmiedeisernen Röhren kann man setzen

(5) $e = 0{\cdot}0013\, n d + 0{\cdot}003$ Meter.

In den Formeln (4) und (5) ist die Zahl Atmosphären n nicht kleiner als 3 anzunehmen, wenn auch der Druck, dem die Röhren

ausgesetzt sind, geringer sein sollte, da sich sonst für grosse Durchmesser bei kleinem Druck die Wandstärke zu gering ergibt.

Da für $B = 0$ die Constante A nach (2) und (3)

$$A = \frac{10000}{2\,\mathfrak{A}}$$

ist, findet man durch Vergleich mit (4) und (5), dass bei den nach diesen Formeln berechneten Röhren unter Vernachlässigung von B, also bei grossem Durchmesser und Druck,

für Gusseisen $\mathfrak{A} = 1{,}250000$ bis $1{,}000000$
„ Schmiedeisen $\mathfrak{A} = 3{,}850000$

mithin für ersteres Material 6fache, für letzteres 4fache Sicherheit gegen bleibende Ausdehnung vorhanden ist.

Röhrentouren mit abnehmender Stärke. Der Atmosphärendruck n wird in den höheren Theilen einer Röhrentour geringer, daher es rationell ist, bei grösserer Länge die Wandstärken von unten nach oben nach gewissen Intervallen abnehmen zu lassen. Um nicht ebensoviel Modelle als Wandstärken zu benöthigen, kann man den äusseren Durchmesser ungeändert beibehalten; dabei werden indessen die oberen Röhren schwerer als bei constantem inneren Durchmesser, und es ist daher zu ermitteln, welche von beiden Modificationen geringere Kosten verursacht.

Sicherung gegen Zerdrücken und Zerreissen. Die Höhe H einer Röhrentour, welche ohne Gefahr des Zerdrückens durch das Eigengewicht zulässig ist, ergibt sich aus der Gleichung

$$H\delta = \mathfrak{R},$$

in welcher δ das specifische Gewicht des Materials und $\mathfrak{R}$ den zulässigen Druck pr. Flächeneinheit bedeuten. Für Guss- und Schmiedeisen ist höchstens

$$\delta = 7800 \text{ Kil. pr. Cubikmeter}$$

und bei dreifacher Sicherheit gegen bleibende Zusammendrückung

$$\mathfrak{R} = 5{,}000000 \text{ Kil. pr. Qradratmeter,}$$

daher

$$H = \frac{5{,}000000}{7800} = 640 \text{ Meter;}$$

wenn auch das Eigengewicht durch die Verbindungen u. s. w. erhöht wird, so ist doch das Zerdrücken nie zu besorgen, weil die Röhren stets in weit geringeren Abständen Unterstützungen erhalten.

Dagegen können Röhren auf Zerreissen in Anspruch genommen sein, und zwar bei Verbindungen von der Form Fig. 4, wobei das horizontale Rohr r in der Richtung seiner Axe einen Zug auszuhalten hat,

welcher dem Wasserdruck auf seinen lichten Querschnitt gleichkommt. Sind d der Durchmesser, e die Wandstärke des Rohres r, $\mathfrak{A}$ der Festigkeitscoëfficient und n der Wasserdruck in Kilogramm pr. Quadratcentimeter oder in Atmosphären, so muss

$$\mathfrak{A}\left((d + 2e)^2 \frac{\pi}{4} - d^2 \frac{\pi}{4}\right) = 10000\, n d^2 \frac{\pi}{4},$$

$$\mathfrak{A}\,(4de + 4e^2) = 10000\, n d^2,$$

oder wenn man e gegen d vernachlässigt,

$$4\mathfrak{A} e = 10000\, n d,$$

$$e = 10000 \frac{n d}{4\mathfrak{A}}$$

sein; die nach (2) berechnete Röhrenstärke reicht daher jedenfalls aus.

Verbindung der Gusseisenröhren. Die Verbindung der Gusseisenröhren erfolgt fast ausschliesslich durch Flantschen. Die Muffenverbindung ist zwar wohlfeiler und gestattet die Röhren unter etwas verschiedener Richtung zusammenzustecken, allein das Herausnehmen einzelner Röhren ist dabei umständlicher, weil das beste Dichtungsmaterial für Muffen, der Eisenkitt, schwer zu entfernen ist, und die auf dem auszuwechselnden Stück lastende Röhrentour höher gehoben werden muss. Ueberdies lassen sich, wie unten erwähnt, auch Flantschenröhren bei einigermassen verschiedener Richtung noch gut verbinden.

Die Flantschenverbindung kann nach Fig. 5 ausgeführt werden und, unter d den inneren Rohrdurchmesser, unter e die Wandstärke verstanden, folgende Dimensionen erhalten:

Anzahl der Schrauben für $d < 0{\cdot}35^{\mathrm{m}}$,	$z = 3 + 14d$
„ „ „ „ $d > 0{\cdot}35^{\mathrm{m}}$,	$z = 4 + 10d$
Dicke der Schrauben	$\delta = 1{\cdot}2\,e$
„ „ Flantschen	$1{\cdot}1\,\delta$

Die radiale Länge der Flantschen, von der Aussenwand des Rohres an gemessen, ist gross genug zu nehmen, dass die Schraubenmuttern Platz finden, ohne die Hohlkehle zu berühren, mittelst welcher sich die Flantsche an das Rohr schliesst; bei den üblichen Dimensionen der Schraubenmuttern genügt eine Flantschenlänge $1{\cdot}6\,(0{\cdot}01 + \delta)$.

Sämmtliche Maasse sind dabei in Metern zu verstehen. Fig. 5 zeigt die Verbindung für $d = 0{\cdot}35$ Meter und $n = 6$ Atm., Fig. 6 und 7 für $d = 0{\cdot}6^{\mathrm{m}}$ und $n = 10$.

Die Flantschen werden oft durch radiale, zwischen je zwei Schrauben angebrachte Rippen a, Fig. 6, verstärkt, welche Vorsicht besonders bei

solchen Flantschen zu empfehlen ist, die einem beträchtlichen Druck ausgesetzt sind, z. B. bei den Ventilkasten-Oeffnungen. Die Rippen können auch geradlinig, statt durch eine Curve, begrenzt werden, wobei sie noch mehr zur Festigkeit beitragen.

Verbindung der Schmiedeisen-Röhren. Blechröhren werden durch angenietete guss- oder schmiedeiserne Flantschen und Schrauben verbunden. Die gusseisernen Flantschen sind einfacher herzustellen und dürften im Ganzen mehr verbreitet sein. Fig. 15 zeigt eine solche Verbindung, *m* sind die gusseisernen Flantschen. Die Dimensionen der letzteren ergeben sich nach den obigen Regeln, wobei für *e* die Wandstärke zu setzen kommt, welche das Rohr erhalten müsste, wenn es aus Gusseisen gefertigt wäre; die sonstigen Abmessungen sind in der Figur eingetragen. Die Anzahl der Nieten, welche die Flantsche am Rohr befestigen, soll durch die Zahl Verbindungsschrauben theilbar sein, damit letztere zwischen je zwei Nieten angebracht und die Muttern ohne Hinderniss gedreht werden können. Schmiedeiserne Flantschen zeigt Fig. 16; die Schrauben sind dabei wie früher zu berechnen, die sonstigen Dimensionen gibt die Zeichnung. Bei den Flantschen aus gewöhnlichem Winkeleisen müssen, wenn die Stärke der letzteren von der einspringenden Kante gegen beide Ränder zu abnimmt, die Muttern der Verbindungsschrauben Unterlagscheiben erhalten, welche einerseits verstärkt sind. Man hat auch Flantschen aus Quadrateisen Fig. 12 in Anwendung, dabei sind aber längere Schrauben nothwendig, welche sich stärker dehnen, daher der Schluss undicht werden kann. Endlich kommt es vor, dass man die Flantschen mit dem Rohr nur zusammenlöthet, welche Verbindung selbst einem starken Zug Widerstand leisten kann.

Stärke und Stellung der Schrauben. Alle Verbindungsschrauben sind durch die Kraft gespannt, mit welcher sie das Dichtungsmaterial zusammenpressen. Tritt zu dieser Kraft noch der Wasserdruck, wie bei den Flantschen *f* in Fig. 4 oder bei Deckeln von Oeffnungen, so ist nöthigenfalls die Zahl und Stärke der Schrauben zu vergrössern.

Damit die Schraubenlöcher je zweier Röhren genau zusammenpassen, sind sie in genau gleichen Abständen von einander und von der Rohraxe zu bohren. Bei gekrümmten Röhren insbesondere müssen die Schraubenlöcher gegen die Krümmungsebene so angeordnet sein, dass die Röhre sich in der richtigen Stellung gegen die anstossende befestigen lässt.

Dichtungen. Die gebräuchlichsten Materialien zur Dichtung der Flantschen sind folgende:

1) Blei in Form von Ringen, welche nach Fig. 14 zwischen die Flantschen gelegt und durch Anziehen der Schrauben fest zusammengepresst werden. Die Breite des Ringes kann der Wandstärke des Rohres

gleich, bei dünnen Röhren etwas grösser, seine Dicke gleich 2 bis 4·5^{mm} genommen werden; die Flantschen erhalten Vorsprünge, in welche man 1 bis 2^{mm} tiefe Furchen eindreht, um das Blei sicherer festzuhalten. Diese Dichtung bewährt sich auch bei hohem Druck sehr gut (sie kommt bei Einfallröhren von Wassersäulenmaschinen mit 23 Atm. Druck vor) und ist nur dann nicht am Platze, wenn der Wasserdruck die Flantschen von einander zu entfernen strebt, weil die Schrauben sich dabei dehnen und das unelastische Blei den entstandenen Zwischenraum nicht mehr vollständig ausfüllt.

2) Hanf oder Flanell wird um einen dünnen schmiedeisernen Ring gewickelt, mit Steinkohlentheer oder Mennigkitt getränkt und innerhalb der Verbindungsschrauben zwischen die Flantschen gebracht. Die Dichtung ist ebenfalls sehr gut und entspricht wegen der Elasticität des Hanfes auch dann, wenn die Verbindungsschrauben sich etwas gedehnt haben. Die Flantschen können dabei unbearbeitet bleiben, doch ist es besser, die Auflageflächen für den Ring abzudrehen.

Gibt man dem Schmiedeisenring eine ungleiche Dicke, so können die Röhren auch unter einem von 180° etwas verschiedenen Winkel zusammengestossen werden.

3) Vulkanisirtes Kautschuk ist besonders für Röhren von grösserem Durchmesser geeignet; man schneidet die Dichtungsringe aus Gummiplatten. Bei geringerem Rohrdurchmesser können die Flantschen abgedreht werden oder rauh bleiben; im ersten Falle genügt eine Dicke des Ringes von 2^{mm}, im letzteren muss derselbe bis 6^{mm} stark sein. Für Röhren von 0·5 bis 1^{m} Durchmesser pflegt man die Flantschen stets abzudrehen und gibt den Ringen 2 bis 5^{mm} Dicke. Die Breite beträgt 2 bis 4^{cm}, muss jedoch kleiner sein als der Abstand der Schrauben von der Innenwand der Röhre. Zuweilen erhalten die Flantschen eingedrehte Furchen.

Die Kautschukringe werden häufig mit Leinwandeinlagen versehen, welche verhüten, dass der Ring durch das Zusammenziehen der Flantschen sich zu sehr ausdehne. Die Leinwandstreifen werden nicht stets parallel zur Oberfläche des Ringes, sondern zuweilen concentrisch, in radialen Abständen von 2 bis 3^{mm} eingelegt. Denselben Zweck erreicht auch eine Beimengung faseriger Stoffe zur Kautschukmasse.

Bei starker Pressung kann der Ring herausgedrückt werden. Zur Sicherung dagegen legt man nach Fig. 13 den Ring *a* auf einen Absatz des einen Rohres, in welchen ein Vorsprung des anderen passt. Damit ferner das Kautschuk durch das Gewicht einer hohen Röhrentour nicht ganz zerquetscht werde, sollen sich die Flantschen einander nur so weit nähern können, bis der Ring auf seine halbe Dicke zusammen-

gepresst ist; in Fig. 13 berühren sich in diesem Falle beide Flantschen in der Fläche *n*.

Für den grössten Druck ist es angezeigt, den Ring in eine Nuth von rechteckigem Querschnitt an der einen Flantsche einzulegen, in welche ein ringförmiger Vorsprung der anderen Flantsche passt, so dass der Ring von beiden Seiten durch die Innenwände der Nuth eingeschlossen ist. Die Breite der Nuth soll nur wenig grösser als die des Ringes sein, und da sich nun letzterer nach der Seite nicht ausdehnen kann, soll die Zusammendrückung nicht mehr als circa $^1/_4$ seiner Dicke betragen.

Ausser flachen Ringen kommen auch Schnüre aus Kautschuk vor, welche in Rinnen an den Flantschen gelegt werden.

Seltener sind folgende Dichtungen: Guttapercha in ähnlichen Formen wie Kautschuk; die Ringe, welche mitunter die ganze Breite der Flantschen einnehmen, werden vor dem Einlegen behufs Erweichung in heisses Wasser getaucht, oder kalt aufgelegt und durch Erhitzung der Flantschen erweicht, was indessen umständlicher ist. Dicker Kupferdraht, in zwei correspondirende Furchen von dreieckigem Querschnitt an beiden Flantschen gelegt, oder ein Kupferring, der ähnlich wie oben die Bleiringe, zuweilen mit in Mennigkitt getränkter grober Leinwand beiderseits bedeckt, angewendet wird, jedoch wegen grösserer Härte eine genauere Montirung der Röhren erfordert. Rostkitt, nach Fig. 11 in die 8 bis 12^{mm} weite Fuge zwischen den unbearbeiteten Flantschen eingestampft. Der Kitt haftet jedoch zu fest am Eisen, daher diese Verbindung schwer zu lösen ist. Bei den Pumpen belgischer Steinkohlenwerke wurden Messing- oder Kupferringe *a*, Fig. 8, durch Anziehen der Schrauben an die glatt ausgebohrte Innenseite der Rohre gedrückt.*)

Mit Steinkohlentheer getränkte Scheiben aus Pappendeckel eignen sich nur für geringen Druck, Lederringe für grösseren bis zu 4 Atmosphären. Beide Materiale sind billiger als die anderen biegsamen Substanzen.

Erwähnenswerth ist eine Dichtung mit Wachs. Ein Drahtring wird breit gehämmert, mit Wachskerzchen von 4·5^{mm} Stärke umwickelt und zwischen den unabgedrehten Flantschen eingepresst. Diese Einrichtung hat sich bei 90^{m} Druckhöhe durch 4 Jahre vollkommen bewährt.**)

Endlich hat man auch die glatt abgedrehten Flantschen direct zusammengestossen und zwischen dieselben nur eine dünne Schicht Mennigkitt gebracht. Dieser bei mehreren der beschriebenen Dichtungen erforderliche Kitt wird zuweilen durch einen solchen aus Zinkgrau

*) Dingler's polyt. Journal 1844, 92. Bd., S. 167.

**) Von Jucho angewendet. „Erfahrungen“ 1864, S. 48.

ersetzt, das man wie die Mennige längere Zeit mit gekochtem Leinöl durchreibt, bis das Ganze einen compacten Brei bildet. Ein solcher Kitt ist bedeutend billiger und soll nicht minder gut entsprechen.*)

Asphaltröhren. Röhren aus asphaltirtem Papier wurden in der Grube zu Hetton**) angewendet und sollen sich sehr gut bewähren. Die Röhren werden durch Aufrollen des mit Asphalt getränkten Papieres auf einer Walze erzeugt. Zur Verbindung dienen Muffe aus gleichem Material; nachdem mittelst eines glühenden Eisens das Innere des Muffs erweicht und die Rohrenden in flüssigen Asphalt getaucht wurden, steckt man dieselben in den Muff.

Für grösseren Druck wird die durch Fig. 9 und 10 dargestellte Verbindung angegeben.***) Ueber den Stoss der Röhren wird der eiserne, an beiden Enden erweiterte Cylinder *a* gesteckt, an diesen schiebt man zwei Kautschukringe, deren Querschnitt ein Dreieck ist, welches mit der Basis am Rohrumfang liegt; die Kautschukringe werden nun durch zwei gusseiserne Flantschen *m*, deren Seitenansicht Fig. 10 zeigt, und durch Schrauben gegen und in den Cylinder *a* gepresst. Dabei können die Richtungen der Rohre auch etwas divergiren.

Die Asphaltröhren zeigen†) folgende Vortheile: sie unterliegen nicht der Oxydation und sind daher auch für saure Grubenwässer geeignet; sie erleiden keine Längenänderung durch Temperaturwechsel, dauern lange und widerstehen vermöge ihrer Elasticität gut den Stössen. Auch erleichtert ihr geringes Gewicht den Einbau. Sie vertragen nach zahlreichen Versuchen eine Pressung von 15 Atmosphären. Nach einer anderen Quelle††) sollen sich jedoch die Asphaltröhren für nicht mehr als 20^{m} Wasser oder 2 Atm. Druck eignen.

Ventile.

Bei Pumpen sind in Anwendung Klappenventile Fig. 25, welche sich um eine Axe *a* drehen, während die folgenden Arten sich parallel zu ihrer Stellung geradlinig bewegen; Tellerventile Fig. 26, welche eine ebene Auflagefläche besitzen; Kegelventile Fig. 27, wo diese

*) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd., S. 68.

**) Ponson, Supplement zum Handbuch des Steinkohlenbergbaues, Paris 1867, S. 419.

***) H. Ludewig: Ueber Asphaltröhren und ihre Verbindungen. Zeitschrift des Vereins deutscher Ing. 1867, 11. Bd., S. 527.

†) Nach Ponson's Supplement etc. S. 419.

††) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd., S. 68. Nach Dingler's polyt. Journal 1876, 221. Bd., S 185 wurden solche Röhren bei 17^{m} Druck mit Vortheil angewendet.

Fläche eine kegelförmige, und Kugelventile Fig. 28, wo sie ein Theil einer Kugelfläche ist; Doppelsitzventile Fig. 29 mit zwei ringförmigen, ebenen oder conischen Auflageflächen *a* und *b*.

Von diesen Arten sind die biegsamen Ventile verschieden, welche, aus Kautschuk oder Leder bestehend, bei der Oeffnung ihre Form ändern.

Die Gehäuse, in welchen die Ventile eingeschlossen sind, heissen Ventilkästen.

Allgemeine Constructionsregeln. Für die Construction eines Ventiles gelten folgende allgemeine Grundsätze:

1) Dasselbe soll dicht schliessen; die Fläche der Unterlage muss daher glatt bearbeitet sein und wird meist an einem besonderen Bestandtheil, dem Ventilsitz angebracht, welcher behufs der Reparatur abgenommen werden kann.

2) Das Ventil soll leicht aufgehen, denn zur Oeffnung desselben ist ein Ueberdruck an der Unterfläche nothwendig, welcher den von der Kraftmaschine zu bewältigenden Widerstand momentan vergrössert, daher einen Stoss hervorruft. Auch soll ein geringer Ueberdruck von unten genügen, um das Ventil geöffnet zu erhalten, weil sonst der Widerstand während des ganzen Hubes grösser, der Effect der Kraftmaschine kleiner wird.

3) Der Wasserstrom soll durch das Ventil möglichst wenig verengt und von seiner Richtung abgelenkt werden.

4) Das Ventil soll sich rasch schliessen, denn diese Bewegung ist die Folge der beim Wechsel des Kolbenlaufes stattfindenden Verzögerung und Umkehr der Wasserströmung; das Wasser tritt also, während das Ventil sich dem Sitze nähert, zum Theil zurück und wird im Moment des Abschlusses plötzlich in seiner Bewegung aufgehalten. Es ergeben sich dadurch Wasserverluste und Stösse.

5) Das Ventil soll behufs auszuführender Reparaturen leicht zugänglich sein.

Grösse der Ventilöffnung. Der lichte Querschnitt der Ventilöffnung soll nicht kleiner sein, als der Querschnitt der angrenzenden Saug- oder Steigröhren, weil sonst das Wasser mit grösserer Geschwindigkeit durch die Oeffnung strömt, das Ventil beim Schlusse stärker schlägt, der Effectverlust zunimmt und bei Saugventilen das Ansaugen erschwert wird. Die Röhren sind daher an der Stelle, wo der Ventilsitz eingelegt wird, entsprechend zu erweitern, wenn die Oeffnung durch die Wandstärke des Ventilsitzes, durch dessen Stege oder durch die Rippen des Ventiles selbst erheblich verengt ist. Anderseits kommt zu bemerken, dass die Wasserverluste mit dem Durchmesser der Oeffnung wachsen.

Uebergriff. Unter Uebergriff oder Ueberdeckung ist die Breite s, Fig. 26, der Berührungsfläche zwischen dem Ventil und seinem Sitze zu verstehen. Diese Fläche kann man, da s klein ist, annähernd gleich us setzen, unter u den Umfang der Ventilöffnung verstanden.

Der Uebergriff darf nicht zu klein sein, weil sonst die Sitzflächen sich rascher abnützen, anderseits nicht zu gross, damit die Hebung des Ventiles nicht zu sehr erschwert ist. Seien nämlich a der Querschnitt der Ventilöffnung, p der Druck auf die Einheit der Ventiloberfläche, P der zur Eröffnung nothwendige Druck auf die Einheit der Unterfläche, so ist abgesehen vom Eigengewicht

$$aP = (a + us)p,$$

$$P = \left(1 + s\frac{u}{a}\right)p$$

und der zur Oeffnung nothwendige Ueberdruck

$$P - p = ps\frac{u}{a}.$$

Diese Ableitung setzt voraus, dass auf die Sitzfläche des Ventiles von unten kein Druck wirke. Die Erfahrung zeigt nun allerdings die Unrichtigkeit einer solchen Voraussetzung. Bei Mönchkolben-Druckpumpen mit einfach wirkender Kraftmaschine, wo die Niederbewegung des Kolbens, daher die Oeffnung des Druckventiles nur durch das Eigengewicht des Gestänges erfolgt, ergibt sich die Spannung des Wassers gleich dem Gestänggewicht, getheilt durch die Kolbenfläche, und dieser Werth ist bei den ausgeführten Pumpen in der Regel bedeutend kleiner als der für P gefundene; man muss daher annehmen, dass die Spannung des unter dem Ventil befindlichen Wassers auch auf einen Theil der Sitzfläche wirkt. Doch gestattet obige Gleichung den Schluss, dass der zur Oeffnung nothwendige Druck unter sonst gleichen Umständen mit s wachse, dass daher ein kleiner Uebergriff vortheilhaft sei, um die Hebung des Ventiles zu erleichtern.

Auch klemmen sich bei grossem Uebergriff zu leicht fremde Körper zwischen Ventil und Sitz ein.

Weiters steht der Wasserverlust durch das auf seinem Sitz ruhende Ventil in Beziehung zum Uebergriff. Ist dieser gross, so wird der Verlust herabgesetzt durch die grössere Entfernung vom Rande des Ventiles zu dem der Oeffnung, erhöht dadurch, dass das Ventil mit geringerem Druck gegen die Einheit der Sitzfläche gepresst ist. Ausserdem hängt aber der Wasserdurchgang noch von anderen Umständen ab, wie von der Druckdifferenz zu beiden Seiten des geschlossenen Ventiles; je höher

diese steigt, desto rascher strömt das Wasser durch die Zwischenräume, desto fester ist anderseits das Ventil an den Sitz gedrückt. Ferner vom Durchmesser, da anzunehmen ist, dass grosse Ventile wenigstens bei metallischen Berührungsflächen weniger genau an den Sitz passen als kleine.

Endlich ist dieser Verlust proportional der Umfangslänge der Ventilöffnung. Bei so verschiedenen Einflüssen wäre es eine vergebliche Mühe, den Uebergriff derart berechnen zu wollen, dass das Verhältniss des Wasserverlustes zur gehobenen Menge, welche das Product aus dem Querschnitt der Oeffnung und der Durchgangsgeschwindigkeit des Wassers ist, in allen Fällen einen constanten, nicht zu grossen Werth erhalte.

Man lässt allgemein den Uebergriff s mit dem Halbmesser r der Ventilöffnung wachsen. Redtenbacher setzt

$$s = 0{\cdot}2\,r,$$

nach Andern ist zu nehmen

$$s = 0{\cdot}004 + 0{\cdot}075\,.\,2r \text{ Meter.}^{*)}$$

In beiden Fällen ergibt sich indessen für grosse Ventile der Uebergriff zu breit, daher es besser entspricht, mit Reuleaux

(6) $s = 0{\cdot}004 + \sqrt{0{\cdot}002\,r}$ Meter

zu setzen, wobei r in Metern einzuführen ist.

Diese Formel passt auch, wenn mehrere Ventile eine Oeffnung vom Durchmesser $2r$ bedecken, desgleichen für Doppelsitzventile, wobei für $2r$ der Durchmesser zu setzen ist, den im gegebenen Falle ein einfaches Tellerventil erhalten müsste. Auch gibt man für Doppelsitzventile die Vorschrift, in (6) für r den halben Durchmesser des äusseren Sitzes einzuführen und den erhaltenen Werth von s im Verhältniss des äusseren zur Summe beider Sitzdurchmesser zu verkleinern.

Hubhöhe. Damit das Ventil sich rasch schliesst, soll dessen Hubhöhe so gering sein, als ohne Verengung des Querschnittes für das durchströmende Wasser zulässig ist. Aus diesem Grunde wird der Hub durch Widerlagen begrenzt (ein Anschlag angebracht), was schon deshalb nothwendig ist, damit Klappen nicht gänzlich umschlagen und andere Ventile nicht aus ihrer Führung treten.

Die Hubhöhe ist durch die Bedingung bestimmt, dass der Querschnitt des das Ventil verlassenden Wasserstromes nicht kleiner sein soll als die Fläche der Ventilöffnung. Jener Querschnitt ist aber verschieden nach der Form des Ventiles.

Hub der halbrunden Klappen. Bei einer solchen Klappe *dae*, Fig. 23, mit der Drehungsaxe *de* ist der Austrittsquerschnitt unter der Voraus-

*) Burat, Cours d'exploitation des mines 1871, p. 375.

setzung, dass das Wasser am ganzen freien Umfang radial und parallel zur Ebene der geöffneten Klappe abströme, eine durch den Rand dae der Ventilöffnung gelegte Cylinderfläche, deren Axe und Erzeugende senkrecht auf der Ebene der offenen Klappe stehen. Die Cylinderfläche schneide die letztere Ebene in der Linie dne. Man denke sich den Halbkreis dae in unendlich kleine Längen getheilt und durch die Theilpunkte Ebenen senkrecht zur Drehungsaxe der Klappe gelegt, so schneiden zwei solche benachbarte Ebenen die Cylinderfläche in Linien an, welche zu deren Axe parallel sind und das Flächenelement an des Wasserquerschnittes begrenzen. Zieht man in a die Tangente ao, auf diese die Senkrechte $no = h$ und bezeichnet den Winkel des zu a gehörenden Radius ac gegen die Klappenaxe ce mit ω, so ist das genannte Flächenelement

$$df = r\,d\omega . h.$$

Die Projection von an auf die Ebene der Ventilöffnung schliesst mit der Tangente ao den Winkel ω ein; die Länge des Flächenelementes an sei z. Fig. 24 stellt den etwas nach vorne gedrehten Aufriss der Construction dar, worin der Fusspunkt der von n auf die Ebene der Ventilöffnung gezogenen Senkrechten mit p, die sonstigen Punkte wie in Fig. 23 bezeichnet und die rechten Winkel durch ausgezogene Kreisbögen markirt sind. Der Drehungswinkel der Klappe sei α. Es ist nun Fig. 24

$$h = \sqrt{z^2 - \overline{ao}^2},$$

$$\overline{ao} = \overline{ap} \cos \omega = z \sin \alpha \cos \omega,$$

$$h = z \sqrt{1 - \sin \alpha^2 \cos \omega^2},$$

daher
$$df = r z \sqrt{1 - \sin \alpha^2 \cos \omega^2}\, d\omega.$$

Ferner hat man

$$z = \overline{ab} \sin \alpha,$$

und da nach Fig. 23

$$\overline{ab} = r \sin \omega \text{ ist,}$$

$$z = r \sin \alpha \sin \omega,$$

$$df = r^2 \sin \alpha \sin \omega \sqrt{1 - \sin \alpha^2 \cos \omega^2}\, d\omega.$$

Setzt man

$$\sin \alpha \cos \omega = x,\quad \sin \alpha \sin \omega\, d\omega = - dx,$$

so wird

$$df = - r^2 \sqrt{1 - x^2}\, dx.$$

Der Gesammtquerschnitt f ist dem doppelten, zwischen den Grenzen $\omega = 0$ und $\omega = \frac{\pi}{2}$ oder $x = \sin\alpha$ und $x = 0$ zu nehmenden Werthe des Integrales gleich, es wird daher

$$f = -2r^2 \int_{\sin\alpha}^{0} \sqrt{1 - x^2}\, dx,$$

$$f = -2r^2 \left(\frac{x}{2} \sqrt{1 - x^2} + \frac{1}{2} \operatorname{arc\,sin} x \right)_{\sin\alpha}^{0}$$

$$(7) \quad \ldots \ldots \ldots \quad f = r^2 \left(\alpha + \frac{1}{2} \sin 2\alpha \right).$$

Der erste Differentialquotient von f nach α ist

$$\frac{df}{d\alpha} = r^2 (1 + \cos 2\alpha),$$

und da derselbe für alle zwischen 0 und 90^0 gelegene Werthe von α positiv ist, wächst f continuirlich mit α und erreicht für $\alpha = 90^0$ seinen Maximalwerth

$$f_1 = \frac{r^2 \pi}{2}.$$

Es wird also erst für $\alpha = 90^0$ der Ausflussquerschnitt gleich der Fläche der Ventilöffnung, die Klappe sollte sich bis zur vertikalen Stellung aufdrehen, wobei zugleich die Richtung des Wasserstromes gar keine Ablenkung erfahren würde. Wegen rascheren Schlusses jedoch gestattet man den Klappen nur einen Drehungswinkel

$$\alpha = 40 \text{ bis } 50^0.$$

Für letzteren Werth ergibt sich der Durchgangsquerschnitt aus (7)

$$f = r^2 \left(\frac{50}{180} \pi + \frac{1}{2} \sin 100^0 \right) = 1{\cdot}36\, r^2,$$

während der Querschnitt der Ventilöffnung

$$\frac{r^2 \pi}{2} = 1{\cdot}57\, r^2$$

ist; diese Differenz ist mässig, und überdies kommt zu berücksichtigen, dass die Ventilöffnung gewöhnlich mehr oder weniger verengt ist, also einen kleineren Querschnitt als $\frac{1}{2} r^2 \pi$ besitzt.

Ist die Sitzfläche der Klappe nach Fig. 30 von der Drehungsaxe an unter einem Winkel β steigend, so wird bei gleichem Drehungs-

winkel α von der Ruhelage aus der Wasserstrom weniger abgelenkt, der Austrittsquerschnitt grösser, denn der Halbkreis *dae*, Fig. 23, geht nun in eine Halbellipse mit den Halbaxen r und $\frac{r}{\cos\beta}$ über; dagegen schliesst sich die Klappe bei gleichem Werthe von α wegen ihrer steileren Stellung langsamer. Man kann $\beta = 20^0$ und wegen rascheren Schlusses $\alpha = 30$ bis 40^0 setzen.

Hub der zweiklappigen Ventile. Oft werden auf einer runden Ventilöffnung zwei halbrunde Klappen *abc*, Fig. 18, mit der Drehungsaxe am Umfang angeordnet; der Ventilsitz erhält dabei gewöhnlich eine Neigung β gegen den Horizont, wie der Aufriss Fig. 17 zeigt. Als Ausflussquerschnitt ist dabei zu betrachten die Summe aus der zur Ebene der gehobenen Klappe aff_1, Fig. 18, senkrechten Fläche *bced* und den Cylinderflächen *bad* und *cae*, deren Erzeugende durch den Rand *bac* der Ventilöffnung gehen und ebenfalls senkrecht zur Ebene *dae* der geöffneten Klappe stehen. Statt der Cylinderflächen kann man ohne grossen Fehler deren kleinere Verticalprojection *bda*, Fig. 17, in die Rechnung einführen, ferner die Fläche *bced* als rechteckig ansehen und deren Länge gleich $2r$ setzen. Es ist daher der Ausflussquerschnitt

$$f = 2r.\,\overline{bd} + 2\,\overline{bd}.\,\frac{\overline{da}}{2},$$

$$f = 2r.\,\frac{r}{\cos\beta}\sin\alpha + \frac{r}{\cos\beta}\sin\alpha.\,\frac{r}{\cos\beta}\cos\alpha,$$

$$f = \frac{r^2}{2\cos\beta^2}\,(4\sin\alpha\cos\beta + \sin 2\alpha),$$

und da diese Fläche auch dem Querschnitt $\frac{1}{2}r^2\pi$ der Ventilöffnung gleich sein soll, ergibt sich

(8) $4\sin\alpha\cos\beta + \sin 2\alpha = \pi\cos\beta^2.$

Nimmt man $\beta = 20^0$, so entspricht dieser Gleichung der Werth $\alpha = 30^0$. Da aber die Wasserströme von beiden Klappen af und a_2f_2, Fig. 17, in der Mitte zusammentreffen, muss dafür gesorgt sein, dass auch der weitere Abfluss keine Verengung erleide. In dieser Rücksicht kann man als Querschnitt f_1 des Wassers die Summe aus der Fläche von der Länge $2r$ und Breite $fh = ik$, und aus der doppelten Fläche *abhf* ansehen. Es ist daher zu setzen

$$f_1 = 2r.\,\overline{ik} + 2\,(aghi - afg - abi = \frac{1}{2}r^2\pi.$$

Man hat aber

$$r.\overline{ik} = r\,[r - \overline{af}\cos(\alpha+\beta)] = r^2 - r^2\,\frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta},$$

$$a\,g\,h\,i = r.\overline{af}\,\sin(\alpha+\beta) = r^2\,\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta},$$

$$a\,f\,g = \frac{r^2}{2\cos\beta^2}\,\sin(\alpha+\beta)\cos(\alpha+\beta) = \frac{r^2}{4}\,\frac{\sin 2(\alpha+\beta)}{\cos\beta^2},$$

$$a\,b\,i = \frac{r^2}{2}\,\tan\beta.$$

Führt man diese Werthe oben ein und kürzt mit r^2 ab, so folgt

$$2 - 2\,\frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta} + 2\,\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta} - \frac{\sin 2(\alpha+\beta)}{2\cos\beta^2} - \tan\beta = \frac{\pi}{2},$$

$$(9)\quad \sin(\alpha+\beta) - \cos(\alpha+\beta) - \frac{\sin 2(\alpha+\beta)}{4\cos\beta} = \frac{\sin\beta}{2} - \left(2 - \frac{\pi}{2}\right)\frac{\cos\beta}{2}.$$

Für $\beta = 20^0$ geht diese Bedingungsgleichung über in

$$\sin(\alpha+20^0) - \cos(\alpha+20^0) - 0{\cdot}266\,\sin(2\,\alpha+40^0) = -\,0{\cdot}03,$$

und daraus ergibt sich

$$\alpha = 34^0$$

etwas grösser als früher.

Bei horizontalem Ventilsitz wird $\beta = 0$, daher nach (8) und (9)

$$(10)\;\ldots\;\left\{\begin{array}{l} 4\sin\alpha + \sin 2\,\alpha = \pi \\ \sin\alpha - \cos\alpha - \dfrac{\sin 2\,\alpha}{4} = -\left(1 - \dfrac{\pi}{4}\right); \end{array}\right.$$

die erste dieser Gleichungen ergibt $\alpha = 34^0$, die zweite $\alpha = 46^0$, der nothwendige Drehungswinkel wird daher, und zwar besonders mit Rücksicht auf das Durchströmen zwischen den Klappen grösser, und nebst dem erleidet der Wasserstrahl eine stärkere Ablenkung. Die Anordnung mit geneigtem Ventilsitz ist daher vortheilhafter; man kann für dieselbe

$$\alpha = 40,\ \beta = 20^0$$

setzen.

Hub der mehrklappigen Ventile. Sind auf einer runden Ventilöffnung, Fig. 35, mehrere Klappen *aob*, *boc* u. s. w. und deren Drehungsaxen in *ab*, *bc* u. s. w. angebracht, so ist bei horizontaler oder geneigter, gegen *o* ansteigender Lage derselben der freie Ausflussquerschnitt gleich der Fläche *acd* weniger den Horizontalprojectionen $a\,o_1\,b$, $b\,o_2\,c$. . der gehobenen Klappen, wenn vorausgesetzt wird, dass das Wasser

vertical aufsteigt; daher wäre auch hier die Hebung bis zur Verticalstellung die vortheilhafteste. Da sich aber das Wasser zwischen den Rändern $o_1 b$, $o_2 b$. . den Klappen anders, und zwar, wie anzunehmen ist, senkrecht gegen die Ebenen $o_1 b o_2$ u. s. w. bewegt, da ferner die Ventilöffnung durch Stege verengt ist, genügt auch hier ein kleinerer Drehungswinkel als 90^0.

Lässt man die Sitze gegen die Mitte um einen Winkel β ansteigen, so wird dadurch der erforderliche Drehungswinkel α, daher die Schliessungszeit kleiner und, da die geöffnete Klappe eine steilere Neigung besitzt, die Ablenkung des Wassers geringer; doch soll β nicht zu gross sein, weil sonst durch verminderte Geschwindigkeit beim Schlusse dessen Dauer wieder wächst. Es ist daher angemessen, die Neigung der Sitze gegen den Horizont

$$\beta = 20^0$$

zu setzen; den Drehungswinkel kann man

$$\alpha = 40^0$$

nehmen. Bezeichnet man nun die Dreiecksfläche bco, Fig. 35, mit f, so ist die Fläche jeder Klappe gleich $\frac{f}{\cos\beta}$ und der freie Durchgangsquerschnitt f_1

$$f_1 = f - \frac{f}{\cos\beta} \cos(\alpha + \beta),$$

$$. f_1 = f\left(1 - \frac{\cos 60}{\cos 20}\right) = 0{\cdot}47 f,$$

welcher Werth mit Rücksicht auf das oben Gesagte genügen wird.

Hub der Klappen mit radialen Drehungsaxen. Besitzen die Klappen Fig. 35 radiale Drehungsaxen, d. h. ist ao die Axe der Klappe abo, bo die der Klappe bco u. s. w., so kann man wieder den Drehungswinkel $\alpha = 40^0$ nehmen. Bei 4 Klappen ist nämlich der cylindrische Querschnitt bcd, Fig. 19, des unter der geöffneten Klappe austretenden Wasserstrahles halb so gross als bei halbrunder Form Fig. 23, daher wegen (7) diese Fläche

$$bcd = r^2\left(\frac{\alpha}{2} + \frac{1}{4} \sin 2\alpha\right)$$

wird. Dazu kommt noch ein rechtwinkliges Dreieck mit der Hypotenuse $ac = r$ und dem Winkel α bei a, dessen Fläche gleich ist

$$\frac{r \sin\alpha \,.\, r \cos\alpha}{2} = r^2 \frac{\sin 2\alpha}{4}.$$

Der ganze Ausflussquerschnitt ist daher

$$f = r^2\left(\frac{\alpha}{2} + \frac{1}{2}\sin 2\alpha\right);$$

derselbe ist dem Viertelkreise

$$acd = \frac{1}{4}\pi r^2$$

gleich zu setzen, man erhält daher

$$(11) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \alpha + \sin 2\alpha = \frac{\pi}{2}.$$

Dieser Gleichung entspricht erstlich der Werth $\alpha = \frac{\pi}{2}$, also die verticale Stellung der Klappe, dann annähernd $\alpha = 36^0$.

Sind 6 Klappen vorhanden, so ist deren Form, Fig. 20, die eines gleichseitigen Dreieckes mit der Seitenlänge r, der Ausflussquerschnitt die Summe der congruenten rechtwinkligen Dreiecke bca und bcd, deren rechte Winkel sich bei b befinden und deren Gesammtfläche

$$f = \overline{bc}\,.\,\overline{ba} = \overline{bc}\sqrt{\overline{be}^2 + \overline{ae}^2}$$

ist. Man hat aber

$$\overline{bc} = \overline{ce}\sin\alpha = r\sin 60^0 \sin\alpha,$$

$$\overline{be} = \overline{ce}\cos\alpha = r\sin 60^0 \cos\alpha,$$

$$\overline{ae} = \frac{r}{2},$$

daher

$$f = r\sin 60 \sin\alpha\sqrt{r^2 \sin 60^2 \cos\alpha^2 + \frac{r^2}{4}}.$$

Diese Fläche soll der des Dreieckes acd, d. h. es soll

$$f = \overline{ae}\,.\,\overline{ce} = \frac{r^2}{2}\sin 60^0$$

sein, und durch Vergleich mit dem obigen Werthe folgt

$$\sin\alpha\sqrt{\frac{3}{4}\cos\alpha^2 + \frac{1}{4}} = \frac{1}{2},$$

$$3\sin\alpha^2 - 3\sin\alpha^4 + \sin\alpha^2 = 1,$$

$$\sin\alpha^4 - \frac{4}{3}\sin\alpha^2 = -\frac{1}{3},$$

$$\sin\alpha = \sqrt{\frac{2}{3} \pm \frac{1}{3}}.$$

Hieraus ergeben sich für α die zwei Werthe 90° und 35°, deren letzterer genügt. Man erhält also für 6 wie für 4 Klappen nahe $\alpha = 40°$, welcher Werth auch für 5 Klappen als genügend anzunehmen ist.

Da die Bedingung des ungehinderten Durchflusses vollständig erreicht werden kann, entsprechen die radialen Drehungsaxen besser als die am Umfang gelegenen.

Hub der runden Klappen. Bei einer kreisrunden Klappe, Fig. 22 und 21, ist der wie früher angenommene Ausflussquerschnitt die Hälfte einer Cylinderfläche, welche die Höhe $2r \sin\alpha$ und als Basis eine Ellipse mit den Halbaxen r und $r\cos\alpha$ besitzt. Setzt man den Umfang dieser Ellipse annähernd gleich dem eines Kreises, dessen Halbmesser das arithmetische Mittel der kleinen und grossen Halbaxe ist, so hat man

$$f = \frac{1}{2} \cdot 2r \sin\alpha \cdot 2\pi \frac{r + r\cos\alpha}{2} = r^2\pi$$

$$\sin\alpha\,(1 + \cos\alpha) = 1,$$

welcher Gleichung ausser $\alpha = 90°$ noch der Werth $\alpha = 33°$ genügt. Der für den Wasserdurchgang erforderliche Drehungswinkel ist also etwas kleiner als bei den halbrunden Klappen mit horizontalem Sitze, dafür ist der Schwerpunkt einer runden Klappe weiter von der Drehungsaxe entfernt als bei zwei halbrunden von derselben Gesammtfläche, es wird mithin der Schluss besonders dann langsamer erfolgen, wenn man den Drehungswinkel wegen kleinerer Ablenkung des Wassers vergrössert. Kreisförmige Klappen sind nur bei geringem Durchmesser in Anwendung.

Hub der Teller-, Kegel- und Kugelventile. Bei diesen ist der Abflussquerschnitt ein Cylinder mit der Höhe h = der Hubhöhe und mit kreisförmiger Basis vom Halbmesser r der Ventilöffnung, daher man

$$2r\pi h = r^2\pi,$$

$$h = \frac{r}{2}$$

erhält. Dabei müsste aber die Richtung des Wassers um 90° abgelenkt werden, daher es räthlich ist,

(12) $h = 0{\cdot}7r$

zu nehmen.

Die Hubhöhe für Doppelsitzventile wird bei Beschreibung der letzteren angegeben.

Gewicht der Ventile. In Bezug auf die leichte Eröffnung der Ventile ist das Gewicht derselben nur von untergeordneter Bedeutung. Die Oeffnung des Saugventiles erfolgt durch den atmosphärischen Druck, das Gewicht dieses Ventiles, auf den Querschnitt der zugehörigen Oeff-

nung gleichförmig vertheilt gedacht, beträgt aber stets nur einen geringen Bruchtheil einer Atmosphäre. Noch weniger Einfluss übt das Gewicht der Druckventile, weil bei Oeffnung derselben der ganze Druck des Wassers in den Steigröhren zu überwinden kommt.

Die Spannung des Wassers unter dem geöffneten Ventil ist grösser als ober demselben. Dieser Spannungsunterschied erhält einerseits im Verein mit der Stosskraft des aufsteigenden Wassers das Ventil schwebend und überwindet anderseits das aus der plötzlichen Querschnittsänderung und Ablenkung des Wasserstrahles hervorgehende Bewegungshinderniss. Ein schweres Ventil erfordert, um offen zu bleiben, einen grösseren Spannungsunterschied, dieser ertheilt dem Wasser eine grössere Geschwindigkeit, daher wird der Querschnitt des Wasserstrahles kleiner, d. h. ein schweres Ventil hebt sich weniger hoch.

Der genannte, mit dem Ventilgewicht wachsende Spannungsunterschied tritt nun als Nebenhinderniss zu dem vom Pumpenkolben zu überwindenden Widerstand hinzu und vermindert den Wirkungsgrad der Pumpe. Das Ventil sollte daher so leicht sein, dass es in der höchsten von der Hubbegrenzung zugelassenen Stellung sich gerade im Gleichgewicht befindet; eine weitere Gewichtsverminderung hätte nur die Folge, dass das gehobene Ventil mit einer gewissen Kraft an die zur Hubbegrenzung dienende Widerlage gedrückt, der Effect aber nicht erhöht würde, denn bei gegebener höchster Stellung sind die Geschwindigkeit des Durchströmens, folglich der Spannungsunterschied und der entsprechende Arbeitsverlust stets die gleichen. Bei geringerem Gewichte schliesst sich ferner das Ventil langsamer, da diese Bewegung im widerstehenden Mittel erfolgt, auch schlägt dasselbe bei der Hebung stärker gegen die Widerlage.

Bei geradlinig und vertical bewegten (Teller-, Kegel- und Kugel-) Ventilen sollte also das Ventilgewicht der bei ganz geöffnetem Ventil wirksamen hebenden Kraft gerade gleich sein. Die Befolgung dieser Regel ist aber dadurch erschwert, dass die Stosskraft nicht genau bekannt ist, und bei Annahme der wahrscheinlichen Werthe für dieselbe das Gewicht sich bei grösserem Durchmesser so klein ergibt, dass die Dimensionen für die praktische Ausführung zu gering werden. Setzt man jene Kraft gleich dem Gewicht einer Wassersäule von der ein- bis zweifachen Höhe, welche der Geschwindigkeit v des Wassers entspricht, also pr. Quadratmeter gleich

$$1000 \frac{v^2}{2g} \text{ bis } 2000 \frac{v^2}{2g} \text{ Kil.,}$$

so müsste das Gewicht des Ventiles pr. Quadratmeter dem obigen Werthe, oder wegen $g = 9{\cdot}8088$ gleich

$$50\ v^2 \text{ bis } 100\ v^2 \text{ Kil.}$$

sein. Bei einer Geschwindigkeit von 1^m ergibt sich das Gewicht pr. Quadratmeter gleich 50 bis 100 Kil., und für eine gusseiserne Platte, wenn man die Dichte des Eisens wegen des Auftriebes gleich 6·2 statt 7·2 setzt, die Dicke der Ventilplatte gleich

$$\frac{50}{6200} \text{ bis } \frac{100}{6200} \text{ oder } 0{\cdot}008 \text{ bis } 0{\cdot}016 \text{ Meter.}$$

Diese Stärke ist wegen der Rippen und Führungstheile noch bedeutend herabzusetzen und wird mithin für grössere Ventile zu gering. Man muss daher die in der Praxis gebräuchlichen, der genügenden Festigkeit wegen nothwendigen Dimensionen beibehalten. Die Folge davon wird sein, dass das Ventil in einer geringeren als der gestatteten Höhe schwebend bleibt; der Nachtheil des kleineren Effectes wird jedoch durch den Vortheil des rascheren Schlusses zum Theil aufgewogen. Nur bei grosser Durchgangsgeschwindigkeit v und kleinem Durchmesser des Ventiles wäre eine Vergrösserung der Dimensionen behufs Gewichtsvermehrung am Platze.

Bei geneigten Klappen zerlegt sich die Schwere in zwei Componenten, deren eine, durch die Drehungsaxe gerichtet, aufgehoben wird, die andere, senkrecht zur Klappenfläche stehende ist durch den Wasserdruck ausgeglichen; das Gewicht der Klappe muss daher, um der obigen Bedingung zu entsprechen, grösser sein, als wenn die geöffnete Klappe horizontal liegt.

Ventile mit einfacher Sitzfläche.

Klappenventile. Fig. 41 bis 45 zeigen die Construction eines Klappenventiles sammt Sitz, und zwar ist Fig. 41 der Verticalschnitt, 42 der Grundriss des Sitzes allein, 43 der Querschnitt, 44 der Grundriss des Sitzes sammt Ventilen, 45 der Schnitt nach AB in Fig. 42. Der Sitz s ist ein Ring, innen cylindrisch geformt, aussen conisch abgedreht, in der Mitte mit einem Steg durchzogen, dessen Querschnitt aus Fig. 45 ersichtlich ist. Das Ventil ist zweiklappig und besteht aus 1 bis 3 kreisförmigen Platten aus starkem Leder (Pfund- oder Sohlleder), welche durch oben und unten angelegte halbrunde Blechtafeln ab versteift werden. Die Lederplatte ist durch das schmiedeiserne Ventilschwert c festgehalten, von welchem ein Arm durch den Steg des Sitzes gesteckt und mittelst Keil befestigt ist, so dass der horizontale Theil des Schwertes das Leder gegen den Steg drückt. Zwei an das Schwert angeschmiedete Arme, Fig. 41, begrenzen den Hub der beiden Klappen, welche sich

wegen der Biegsamkeit des Leders auf und nieder bewegen können. Letzteres bildet also das Charnier und stellt zugleich die Dichtung an den Sitzflächen her.

Der Uebergriff *s* am Umfang des Sitzes ist nach (6) zu bestimmen, die Stärke der Deckplatte *a*, Fig. 41, kann gleich 0·5 *s*, die der unteren Platte geringer genommen werden.

Wenn man die Deckplatten des Ventils nach Fig. 46 bei *n* abrundet, so können dieselben beim Aufdrehen nicht in das Leder einschneiden, doch muss bei sonst gleicher Construction der Steg etwas breiter sein. Zur Conservirung des Leders ist es gut, die innere Oberkante des Sitzes etwas abzurunden.

Die Verbindung der Schmiedeisenplatten mit dem Leder geschieht durch Nieten oder besser durch Schrauben, welche leichter abgenommen werden können, um die abgenützte Lederplatte auszuwechseln.

Statt durch das Schwert kann das Leder auch durch Schrauben befestigt werden, wie Fig. 38, 39 und der Schnitt Fig. 40 nach *AB* zeigen. Die zwei Befestigungsschrauben drücken eine Schmiedeisenschiene *a*, an welche sich die zur Hubbegrenzung dienenden Arme schliessen, gegen das Leder. Letzteres liegt jedoch nach Fig. 38 in der Nähe des Steges hohl, was wenigstens bei grösserem Druck nicht räthlich erscheint. Vermieden ist dieser Uebelstand, allerdings auf Kosten der freien Ventilöffnung, bei der Construction Fig. 57 bis 59, indem hier der Steg eine grössere Breite besitzt. Der Ring *r* dient zum Ausheben des etwa festgeklemmten Ventilsitzes mittelst eines Hebels, der durch die Oeffnung des Ventilkastens eingeführt wird.

Klappen mit geneigtem Sitz. Lässt man die Sitze der Klappen von der Axe gegen Aussen ansteigen, so werden dadurch die S. 19 erwähnten Vortheile erreicht. Eine solche am Dechenschacht Nr. 3 bei Saarbrücken ausgeführte Construktion *) zeigen Fig. 36 und 37 im Längen- und Querschnitt. Zur Befestigung des Leders der Klappen dient der schmiedeiserne Balken *a*, welcher unten etwas abgerundet ist, um das Aufdrehen des Leders zu erleichtern. Der Balken *a* und mithin zugleich der Ventilsitz wird durch zwei Bolzen *b* niedergehalten, welche oben rund geformt sind, mit dem unteren, flach ausgeschmiedeten Theil durch den Balken *a* und in Vertiefungen des Ventilsitz-Steges *c* gesteckt sind. Oben stemmen sich die Stangen *b* mittelst Keile gegen den Balken *d*, welcher durch Bolzen an Vorsprüngen der Innenwand des Ventilkastens befestigt ist.

Bezüglich der Anordnung der Ventile ist es mehr gebräuchlich, die

*) Uhland's Maschinen-Constructeur 1876, 9. Jahrg., S. 222.

Drehungsaxe der geneigten Klappen nach Fig. 47 und 48 am Umfang statt am Stege des Ventilsitzes anzubringen. Solche Klappen haben ebenfalls die S. 19 angegebenen Vortheile, nur ist das Zusammentreffen der von beiden Seiten kommenden Wasserstrahlen nachtheilig. Allerdings wird dieser Nachtheil eben durch die geneigte Stellung der Kappen vermindert. Die Befestigung des Leders, Fig. 47 und 48, kann durch aufgelegte Eisenschienen erfolgen, an welche die Arme zur Hubbegrenzung angeschmiedet sind; die beiden schiefen Flächen des Ventilsitzes schneiden sich in einer Kante, welche über den Steg fortläuft. Die Ansätze *a* des Ventilsitzes sind wegen der Befestigungsschrauben der Klappen angebracht.

Eiserne Charniere. Bei grossen Dimensionen der Ventile und besonders bei grosser Druckhöhe halten die Ledercharniere nicht lange, daher man eiserne Charniere verwendet. Sandhaltiges Wasser ist beiden nachtheilig; das Leder leidet von den sich bildenden Absätzen, die Eisencharniere reiben sich durch den Sand aus, daher man bei solchem Wasser bald die eine, bald die andere Art verwirft. Verwendet man eiserne Charniere, so erleichtert das Leder des Ventils als geschmeidiger Körper den dichten Schluss, der bei fester Drehungsaxe und ganz metallener Klappe schwer zu erhalten ist; wegen guter Dichtung, dann damit sich das Ventil am ganzen Umfange hebt und dem Wasser mehr Durchgangsquerschnitt bietet, lässt man mitunter den Axen in den Lagern etwas verticales Spiel. Ein solches Ventil zeigen Fig. 49 im Querschnitt, 50 im Grundriss, wobei eine der Klappen weggenommen ist; Fig. 51 ist ein Schnitt durch den Steg. An den Deckplatten der mit abgesonderten Lederscheiben versehenen Klappen sind Zapfen angeschweisst, welche sich in den am Rande des Ventilsitzes befestigten Lagern *l* drehen. Damit das Ventil sich öffnen kann, darf sich dessen Körper nicht weiter als bis zu der durch die Drehungsaxe gelegten Verticalebene erstrecken. Die Hubbegrenzung erfolgt durch eine mittelst Keil befestigte Stange, welche sich mit seitlichen Vorsprüngen gegen die Oberfläche des Steges stemmt. Wegen des allseitig nothwendigen Uebergriffes der Klappen ist der Durchgangsquerschnitt für das Wasser ziemlich stark verengt.

Geringer ist diese Verengung bei den geneigten Klappen mit äusseren Eisencharnieren, Fig. 63 und 64. An den Deckplatten der Klappen sind dabei Eisenschienen festgeschraubt, welche sich um Axen drehen, deren Lager *l* durch versenkte Schraubenmuttern mit Ansätzen des Ventilsitzes verbunden sind und zugleich zur Hubbegrenzung dienen. Die Drehungsaxe hat etwas vertikales Spiel in den Lagern; letztere dürfen nicht zu nahe zusammengerückt werden, wenn die Klappe

sich auf die Dauer richtig bewegen soll. Will man die Lager nicht dem Stosse der sich öffnenden Klappen aussetzen, so kann man einen besonderen wie *l* construirten Theil zur Hubbegrenzung anordnen und die Axe durch eine Oeffnung desselben legen.

Einfache Klappen. Es kommen auch einfache Klappen, Fig. 34, mit horizontaler oder geneigter Sitzfläche vor. Die punktirt angedeutete Ventilöffnung ist dabei durch keinen Steg verengt; die Lederplatte ist einerseits abgerundet, anderseits durch eine aufgelegte Eisenschiene und Schrauben an einem Anguss des Sitzes oder am Boden des Ventilkastens selbst befestigt. Aus dem S. 24 angeführten Grunde sind jedoch solche Klappen nur für kleine Dimensionen, etwa bis 15 ^{cm} Durchmesser anwendbar.

Mehrklappige Ventile. Bei grossem Durchmesser der Ventilöffnung werden umgekehrt mehrere Klappen auf derselben angebracht. Man theilt die Oeffnung des Ventilsitzes, Fig. 35, durch Stege in 4 bis 8, gewöhnlich 6 Abtheilungen, und legt auf diese die einzelnen Klappen, deren Drehungsaxen sich am Umfang oder an den Stegen befinden.

Im ersten Falle werden die Ventile ähnlich ausgeführt, wie bei dem später beschriebenen Hubpumpenkolben Fig. 276; die Construction zeigt den Vortheil, dass die in der Mitte aufsteigenden Wasserstrahlen die Wände der Ventilkästen nicht angreifen, dagegen findet ein nachtheiliges Zusammendrängen des Wassers statt.

Aus diesem Grunde entsprechen besser radiale Drehungsaxen. Dabei können je zwei Klappen ein gemeinschaftliches Ledercharnier auf dem zwischenliegenden Steg erhalten, wie bei dem Ventil Fig. 52 und 53*). Auf den drei breiteren Stegen des Ventilsitzes sind dabei die je zwei benachbarten Klappen gemeinschaftlichen Lederplatten durch aufgelegte Eisenschienen *a*, Bolzen und Keile befestigt; Fig. 55 ist der Schnitt durch einen dieser Bolzen, Fig. 54 der eines breiteren und Fig. 56 der eines schmäleren Steges. Die Schienen *a* begrenzen zugleich den Hub. Der Haken *h* dient zum Ausheben des Sitzes.

Da hier die Wasserstrahlen je zweier Klappen gegen einander strömen, so gibt man auch jeder Klappe ein besonderes Charnier und lässt sie alle nach der gleichen Seite aufdrehen, so dass nach Fig. 35 die Axe für *abo* nach *ao*, für *bco* nach *bo* u. s. w. kommt, wodurch auch der S. 24 erwähnte Vortheil erreicht wird. Jedoch müssen dann alle Stege breiter sein und verengen daher mehr die Ventilöffnung. Diese Einrichtung zeigen Fig. 60 und 61; Fig. 62 ist der Querschnitt eines

*) Von Herrn Oberingenieur Sauer in Ostrau construirt.

Steges*). Das Leder jeder Klappe ist durch Schienen *ab* und Keile befestigt, in der mittleren Oeffnung *o* eine Stange zum Ausheben des Ventilsitzes eingesetzt, die nebstdem mit Armen zur Hubbegrenzung versehen ist.

Ein vierklappiges Ventil zeigen Fig. 65 bis 67**); die Klappen drehen sich um eine gemeinschaftliche Axe *a*, welche durch 6 schmiedeiserne Schienen *s* und Keile am Hauptsteg des Sitzes festgehalten wird; *b* ist die Hubbegrenzung, *c* ein Bügel zum Ausheben des Ventilsitzes; an die Stange *d* kann ein Gewicht gehängt werden, welches den Sitz festhält. Die Klappen sind durch Charnierbänder mit der Axe verbunden. Ein solches Ventil verhält sich nicht anders als eines mit zwei halbrunden Klappen, deren Theilung nur wegen der grösseren Dimension mit Rücksicht auf etwaige Reparaturen vortheilhaft erscheint.

Andere Klappenarten. Klappen, welche ganz aus Metall bestehen und auf eine ebensolche, oder eine Unterlage von Filz, hartem Holz u. dergl. aufschlagen, bewähren sich weniger als die beschriebenen. Desgleichen haben sich Klappen, bei denen das Leder durch Kautschuk oder Guttapercha ersetzt ist, als weniger dauerhaft erwiesen; letzteres Material ist namentlich zu spröde, um zugleich das Charnier daraus zu bilden***).

Durch eine eigenthümliche Construction wird bei Teague's Pumpenventilen†) der Durchgang des Wassers erleichtert. Die rechteckige Klappe ist mit einer grösseren Oeffnung durchbrochen und auf dieser liegt eine zweite Klappe mit paralleler Drehungsaxe, welche sich jedoch nach entgegengesetzter Seite aufdreht, so dass die geöffnete Klappe nebst Sitz die Form eines Z annimmt.

Tellerventile. Bei den österreichischen Bergwerken sind die in Fig. 32 dargestellten Tellerventile sehr gebräuchlich. Sie bestehen aus einer Lederscheibe, welche durch eine Schraube zwischen der Gusseisenplatte *a* und dem meist messingenen Führungsstück *b* eingeklemmt ist. Die Unteransicht des letzteren zeigt Fig. 33; die Rippen besitzen breite Stirnflächen *n*, um durch die Reibung weniger abgenützt zu werden. Bei grösserer Dimension kann man 5 bis 6 statt 4 Rippen anordnen. Man empfiehlt, an das Führungsstück oben eine Platte anzugiessen, so dass das Leder zwischen dieser und der Platte *a* eingeschlossen ist und sich zwischen den Rippen nicht aufblähen kann, wodurch der dichte

*) Preuss. Zeitschrift 1864, 12. Bd., S. 19.

**) Burat, das Mat. des Steinkohlenbergbaues, deutsch v. Hartmann, Taf. 59.

***) Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd., S. 184; 1864, 12. Bd., S. 19.

†) Polyt. Centralblatt 1872, S. 861.

Schluss aufhört. Ein besonderer Sitz fehlt häufig; die Hubbegrenzung erfolgt in der aus Fig. 86 ersichtlichen Art durch einen schmiedeisernen Balken *c* und den mittelst zweier Muttern stellbaren Bolzen *d*. Der Balken *c* ist einerseits abgerundet und in eine entsprechende Höhlung an der Wand des Ventilkastens versenkt, am anderen Ende zwischen zwei am Ventilkasten angegossenen Lappen *e* (vergl. Fig. 87) von unten eingeschoben und durch einen Stift gehalten. Der Balken *c* ist daher leicht zu entfernen, um das Ventil auszuheben.

Solche Tellerventile können bis 50^{cm} Durchmesser verwendet werden; über diese Grenze hinaus ergibt sich der Hub zu gross. Die Breite des Uebergriffes ist nach (6), S. 17 zu bestimmen, die Dicke der durch Rippen verstärkten Deckplatte kann gleich $0{\cdot}5\,(0{\cdot}01 + s)$ Meter, die Höhe *r*, Fig. 32, der Rippen bei $0{\cdot}1$ bis $0{\cdot}5^{m}$ Ventildurchmesser um $0{\cdot}1$ bis $0{\cdot}15^{m}$ grösser als die Hubhöhe (S. 24) genommen werden, damit das Ventil auch bei der höchsten Stellung noch sicher geführt ist.

Bei der Construction Fig. 31*) ist die Lederscheibe zwischen einer gusseisernen Platte und einem Schmiedeisenring eingeschlossen; die Führung erfolgt nur durch den Bolzen *b*, also weniger sicher, da die Nabe der Ventilplatte sich ausreibt; auch kann sich der Bolzen durch eingezwängte Holzsplitter leicht klemmen. Doch waren solche Ventile in Frankreich stark verbreitet**). Eine bessere Führung wird erreicht, wenn man am Umfang des Ventilsitzes zwei bis vier Bolzen vertical befestigt, welche durch Löcher in Ansätzen der Ventilplatte gesteckt sind.

Bei den seltener vorkommenden Laternenventilen schliesst sich an den Ventilkörper unten ein zur Führung dienender Hohlcylinder, der von grossen seitlichen Oeffnungen durchbrochen ist, um den Austritt des Wassers zu gestatten.

Man hat den Sitz auch derart geformt, dass das Tellerventil auf einer am Rande der Oeffnung herumlaufenden, oben abgestumpften Kante ruht, die Auflagfläche also geringe Breite besitzt und die Hebung des Ventiles erleichtert ist; dabei wird aber auch der Wasserverlust grösser sein und das Dichtungsmaterial sich rascher abnützen.

Im Allgemeinen zeigen die Tellerventile den Vortheil, dass bei denselben ein reparaturbedürftiger Theil, das Charnier, wegfällt; dagegen lenken sie den Wasserstrahl mehr ab und sind wegen grösseren Gewichtes weniger handsam. Für das Aufziehen durch die Steigröhren sind sie wegen der Vorrichtung zur Hubbegrenzung meist nicht geeignet.

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1858/9, 4. Bd., S. 458.

**) Burat, Cours d'exploitation des mines 1871, S. 366.

Kegel- und Kugelventile. Diese Arten sind bei Bergwerkspumpen nur selten und bei geringen Dimensionen in Anwendung. Das Leder erweist sich als das beste Dichtungsmaterial und erfordert kein ganz genaues Zusammenpassen der metallischen Flächen; die Befestigung desselben ist aber am leichtesten auszuführen, wenn wie bei Klappen und Tellerventilen die Sitzfläche eben ist. Die Kegel- und Kugelfläche erzielt allerdings eine geringere Ablenkung des Wasserstrahles, doch nur für die in der Nähe des Sitzes sich bewegenden Theile; der Wasserdurchgang wäre nur dadurch wesentlich zu erleichtern, dass man den Ventilkörper über und unter die Sitzfläche hinaus fortsetzt und demselben, sowie der Innenwand des Ventilkastens eine derartige Form gibt, dass die Richtungsänderung des ganzen Wasserstromes allmälig erfolgt.

Doppelsitzventile.

Die Doppelsitzventile gewähren gegen die anderen geradlinig bewegten Ventile den Vortheil, dass sie, wie die spätere Betrachtung zeigt, eine kleine Hubhöhe erfordern, daher die Schliessung rasch stattfindet und die Stösse vermindert sind. Dagegen haben sie grösseres Gewicht, sind theuerer und öffnen sich schwerer, weil das Verhältniss zwischen der unteren und oberen, dem vollen Wasserdruck ausgesetzten Fläche kleiner ist; sie sind daher bei grösserer Saughöhe als Saugventile nicht verwendbar. Fremde Körper bleiben leichter in dem complicirter geformten Sitze hängen, und bei unvollständigem Schlusse ist wegen des grossen Ausflussquerschnittes der Wasserverlust beträchtlicher.

Für Maschinen ohne rotirende Bewegung kommen daher Doppelsitzventile jetzt seltener in Gebrauch. Bei Maschinen mit Rotation dagegen sind rasche Oeffnung und Schluss besonders vortheilhaft, da hier keine Pausen eintreten. Der grössere Druck zur Oeffnung des Ventiles hat keinen Einfluss auf die Stärke der Maschine, da das Schwungrad diesen Widerstand direct oder indirect überwindet. Daher verwendet man die Doppelsitzventile öfters bei schnell laufenden, zum Abteufen dienenden Maschinen.

Doppelsitzventile mit gleich hoch liegenden Sitzflächen. Fig. 29 zeigt deren Grundform. Der Ventilkörper ab ist durch Rippen mit einer Hülse in Verbindung, welche auf einem zur Führung dienenden Bolzen gleitet. Das ganze Wasser strömt erst durch die ringförmige Oeffnung des Sitzes, dann durch zwei Cylinderflächen von den Halbmessern r und r_1; ein Theil desselben zuerst durch die innere Cylinderfläche und dann durch die ringförmige Oeffnung im Ventil. Der Querschnitt der letzteren muss sich zum Querschnitt der Oeffnung im Ventilsitz ver-

halten wie die innere zur Summe beider Cylinderflächen, d. h. es muss, wenn r_2 den Halbmesser der Führungshülse und s die Breite der Sitzfläche bedeuten,

$$(13) \quad \frac{r^2 - r_2^2}{r_1^2 - (r+s)^2} = \frac{2\,r}{2\,(r + r_1)}$$

sein. Man kann nun links vom Gleichheitszeichen r_2 im Zähler und s im Nenner vernachlässigen und erhält

$$\frac{r^2}{r_1^2 - r^2} = \frac{r}{r + r_1},$$

$$r = r_1 - r,$$

$$r_1 = 2\,r.$$

Ist ferner R der Halbmesser der Saug- oder Steigröhren, so muss

$$r_1^2 - (r+s)^2 = R^2,$$

oder mit Rücksicht auf den obigen Werth von r_1

$$4\,r^2 - r^2 - 2\,r\,s - s^2 = R^2,$$

$$r^2 - \frac{2}{3}\,r\,s = \frac{1}{3}\,(R^2 + s^2)$$

sein. Da man s^2 unter dem Wurzelzeichen vernachlässigen kann, ergibt sich

$$r = \frac{s}{3} + \sqrt{\frac{1}{3}\,R^2}$$

und annähernd

$$(14) \quad \begin{cases} r = 0{\cdot}6\,(R + 0{\cdot}6\,s) \\ r_1 = 2\,r. \end{cases}$$

Zur Bestimmung der Hubhöhe h hat man, wenn man die cylindrischen Ausflussquerschnitte wie bei Tellerventilen (S. 24) um 40 Procent grösser als die horizontalen nimmt,

$$2\,(r + r_1)\,\pi\,h = 1{\cdot}4\,R^2\pi,$$

$$h = 0{\cdot}7\,\frac{R^2}{r + r_1} = 0{\cdot}7\,\frac{R^2}{1{\cdot}8\,(R + 0{\cdot}6\,s)},$$

und wenn man s im Nenner vernachlässigt, annähernd

$$(15) \quad h = 0{\cdot}4\,R,$$

während die Hubhöhe für ein einfaches Tellerventil $h = 0{\cdot}7\,R$, also beträchtlich grösser sein müsste.

In der Ausführung wird, um thunlichst raschen Schluss zu erzielen, auch die Vergrösserung der Hubhöhe unterlassen, daher

$$h = 0{\cdot}3\,R$$

genommen.

Die Sitzbreite s kann nach Formel (6) S. 17

(16) $s = 0{\cdot}004 + \sqrt{0{\cdot}002\, R}$ Meter,

die Stärke des Führungsbolzens gleich $0{\cdot}2\, r_1$, die Länge der Führung gleich $0{\cdot}5\, r_1$ genommen werden.

Man kann sich auch noch überzeugen, ob die Bedingung (13) erfüllt sei, was stets sehr nahe der Fall sein wird.

Beispiel. Es sei $R = 0{\cdot}22^{\mathrm{m}}$, so erhält man aus (16)

$$s = 0{\cdot}025^{\mathrm{m}},$$

ferner aus (14) und (15) rund

$$r = 0{\cdot}14,\ r_1 = 0{\cdot}28,\ h = 0{\cdot}09^{\mathrm{m}};$$

die Führungsstange erhält $0{\cdot}056^{\mathrm{m}}$ Durchmesser, die Stärke der Hülse kann gleich $0{\cdot}022^{\mathrm{m}}$ gesetzt werden, so dass sich

$$r_2 = \frac{0{\cdot}056}{2} + 0{\cdot}022 = 0{\cdot}05^{\mathrm{m}}$$

ergibt. Nun wird in (13) der Ausdruck links vom Gleichheitszeichen $= 0{\cdot}334$, rechts $= {}^1/_3$, daher die Bedingung (13) sehr nahe erfüllt ist.

Fig. 74 und 75 zeigen ein solches von Tometschek construirtes Doppelsitzventil*); Fig. 76 ist der Schnitt durch eine der Rippen des Sitzes. Die Ventilplatte ist unten mit Leder bedeckt, welches durch einen Schmiedeisenring und 12 kupferne Schraubenbolzen mit messingenen Muttern festgehalten wird; letztere sind durch Splintkeile gegen Losdrehen gesichert. Die Stange a dient zur Führung. Die gusseiserne Prellscheibe c, gegen welche der Kautschukring b stösst, begrenzt den Hub.

Der Ventilsitz s ruht nach Fig. 127 auf einem Falz des Ventilkastens, die Auflage ist durch einen Gummiring gedichtet. Der Sitz wird durch eine verticale Stange gehalten, die sich unten gegen die Prellscheibe c, oben mittelst eines Keiles gegen das mit Endzapfen versehene Querhaupt d stemmt. Um das Ventil auszuheben, wird die Stange e, die Prellscheibe c und der Gummiring abgenommen, nach Drehung des Querhauptes d in die Bohrung desselben die Schraubenstange Fig. 128 eingeschoben und mit der unteren Hülse durch einen Keil bei f, Fig. 127, befestigt, endlich mittelst des Schlüssels g, Fig. 128, der Ventilsitz so weit gehoben, dass derselbe durch die Oeffnung des Kastens herausgezogen werden kann, wozu die Handhaben h, Fig. 74, dienen.

Fig. 120 zeigt das Saugventil der Hubpumpe einer Wasserhebmaschine zu Montceau-les-Mines.**) Der Ventilsitz, aus Bronce gefertigt, besteht aus zwei Theilen a und b, welche einander mit conischen Flächen

*) Preuss. Zeitschrift 1862, 10. Bd., S. 145.

**) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1872, 2. Reihe, 1. Bd., S. 463.

berühren. In den Ring *a* ist das Schmiedeisenstück *c* eingeschraubt, dessen 4 Rippen unten in einen massiven Körper übergehen, welcher durch sein Gewicht den Ventilsitz am Platze erhält. Der Ring *a* ist durch 6 Rippen mit einer Nabe in Verbindung, in welcher der zur Führung des Ventiles dienende Bolzen *d* eingeschraubt ist. An die Ventilplatte *e* schliesst sich gleichfalls mit Rippen eine Hülse, welche am Bolzen *d* gleitet. Das Stück *f* endlich dient zur Hubbegrenzung und zum Ausheben des Ventilsitzes mittelst des Apparates Fig. 118 und 119 (s. unten).

Hauben- oder Glockenventile. Die Modificationen der beschriebenen, im Princip einfachsten Form der Doppelsitzventile ergeben sich dadurch, dass die innere Sitzfläche höher oder niedriger gelegt wird als die äussere. Ersteres ist der Fall bei dem Hauben- oder Glockenventil Fig. 70*), dessen Sitz Fig. 71 im Grundrisse zeigt; die beiden Theile des Sitzes sind durch Rippen *a* verbunden, welche das Ventil führen; eine zweite Führung bildet ein an den Obertheil des Sitzes angegossener Hohlcylinder, die Platte *b* begrenzt den Hub. Das Ventil wird häufig aus Messing, der Sitz meistens aus Gusseisen gefertigt. Die Ringe cc_1, auf welchen das geschlossene Ventil ruht, bestehen aus Messing oder einer anderen Metallcomposition, aus Schmiedeisen, welches sich gut bewähren soll, Leder, auch nur aus Holz (Buchsbaum-, Weissbuchen-, selbst Kiefernholz) mit vertical gestellten Fasern. Holz ist dauerhaft, gibt jedoch keinen sehr dichten Schluss.

Eine ähnliche Construction**) zeigen Fig. 72 im Verticalschnitt, 73 im Grundriss, zur Hälfte ohne Ventil. Das letztere ist durch die am Aussenrande mit angegossenen Leisten *a* versehenen Rippen des Sitzes geführt. Die beiden Kränze *bb* bestehen aus Buchsbaumholz. Die Ringe *c* dienen zum Anfassen des Ventiles; der Sitz ist ähnlich wie in Fig. 127 befestigt.

In Fig. 93 bis 98 sind die Glockenventile der Wasserhaltungsmaschine zu Sulzbach-Altenwald***) dargestellt. Fig. 93 ist der Verticalschnitt des Ventiles sammt Sitz, Fig. 96 die Ober- und 94 die Unteransicht des Sitzes, Fig. 95 die Oberansicht des Ventiles. Dieses, sowie der Ventilsitz sind aus Gusseisen gefertigt. Der Sitz besteht aus einem Ringe *a*, welcher die untere Sitzfläche enthält, sechs radialen Rippen, dem umgekehrten Conus *b* mit der oberen Sitzfläche, endlich dem unten zugeschärften Ringe *c*, welcher die durch die obere und untere Oeffnung

*) Redtenbacher, der Maschinenbau, Taf. 25, Fig. 12.
**) Preuss. Zeitschrift 1864, 12. Bd., S. 20.
***) Ebendas. 1875, 23. Bd., S. 64.

austretenden Wasserstrahlen theilt. Die an den Conus sich anschliessende mittlere Hülse dient zur Führung des Ventiles *v*, dessen Nabe durch 6 Rippen mit der Glocke in Verbindung steht. Die Ausführung der Sitzflächen zeigt Fig. 98; in eine ringförmige Nuth am Ventilsitze sind mehrere Lederscheiben gelegt und die unteren davon durch Schrauben am Sitze befestigt. Diese Ventile haben sich bei 27 Atm. Druck in Bezug auf Dauer und dichten Schluss sehr gut bewährt.

Aus Fig. 97 ist noch die Befestigung des Ventilsitzes ersichtlich. In die Hülse desselben ist ein Bolzen mit rundem Kopf *k* eingeschoben, welcher den Hub des Ventiles begrenzt und durch die Schraube *s* niedergehalten wird, deren Muttergewinde sich in dem abnehmbaren Bügel *n* befindet; die Gegenmutter *g* befestigt die Verbindung.

Auch von Hoppe in Berlin werden Doppelsitzventile mit Lederdichtung mit gutem Erfolge angewendet, wie z. B. Fig. 524 für eine Rittinger-Pumpe zeigt; die Dichtung besteht aus einem Stulp von doppeltem Leder, dessen verticaler Theil durch einen Schmiedeisenring an den Ventilkörper angedrückt wird, während der horizontale Theil auf dem Sitze ruht.

Endlich hat man Ventile selbst mit 4 ringförmigen Sitzflächen ausgeführt*), ferner mit conischen Auflageflächen**), welche sich jedoch als zu wenig dauerhaft erwiesen.

Sandiges Wasser veranlasst bei Glockenventilon öfters das Hängenbleiben der Glocke an der oberen Hülse. Um dies zu vermeiden, empfiehlt man, in der Hülse steil geneigte, schraubenförmig herablaufende Nuthen anzubringen, welche den Sand durchlassen, während die dazwischen bleibenden Stege zur Führung des Ventiles dienen.***)

Um ferner der einseitigen Abnützung der Sitzflächen vorzubeugen, werden öfters die aussen an der Glocke befindlichen, zu diesem Zwecke etwas breiter zu haltenden Rippen *d*, Fig. 72, oder die Rippen, welche die Nabe mit der Glocke verbinden, etwas schräg gestellt, damit das Ventil beim Niedergange durch die Reaction des Wassers um seine Axe gedreht werde.

Die Hauptdimensionen der Glockenventile sind in folgender Art zu bestimmen. Der Halbmesser R, Fig. 70, ist dem der anstossenden Röhren gleich, r_1 um die zu wählende Wandstärke der Spur, in welcher der untere Ring c_1 ruht, grösser als R zu setzen. Die Sitzbreite ist etwas kleiner als nach (16) zu nehmen, ferner die Wandstärke der Spur des

*) In England, nach Uhland's Maschinenconstructeur 1868, S. 149.

**) Preuss. Zeitschrift 1875, 23. Bd., S. 65.

***) Ebendas. 1876, 24. Bd., S. 153.

oberen Ringes c zu wählen, welche, zu s addirt, die Dimension s_1, Fig. 70, ergibt. Endlich nehme man den Halbmesser r_2 so gross, als wegen der Führungstheile nothwendig erscheint, etwa

(17) $r_2 = 0{\cdot}25\, r_1.$

Der Querschnitt der Oeffnung im Ventil muss nun so gross sein, als der zwischen dem oberen Sitz und der Glocke vorhandene, es muss also

$$r^2 - r_2^2 = r_1^2 - (r + s_1)^2$$

sein. Ferner soll sich die Fläche der Oeffnung im Ventil zum Querschnitt $R^2\pi$ verhalten wie der cylindrische Abflussquerschnitt des oberen Sitzes zur Summe dieser Querschnitte für beide Sitze, man hat also

(18) $\dfrac{r^2 - r_2^2}{R^2} = \dfrac{r}{R + r}.$

Nach dem Vorigen ist in den beiden letzten Gleichungen alles ausser r bekannt. Bestimmt man diesen Werth aus der ersten Gleichung, so ergibt sich mit Rücksicht auf (17)

$$r^2 = 1{\cdot}0625\, r_1^2 - r^2 - s_1^2 - 2\, r s_1,$$

$$r^2 + r s_1 = 0{\cdot}531 r_1^2 - 0{\cdot}5\, s_1^2,$$

und da man s_1^2 unter dem Wurzelzeichen vernachlässigen kann,

$$r = -\frac{s_1}{2} + \sqrt{0{\cdot}531\, r_1^2},$$

(19) $r = 0{\cdot}73\,(r_1 - 0{\cdot}7 s_1).$

Ist r bestimmt, so kann man controliren, ob die zweite Bedingungsgleichung (18) erfüllt sei, was bei dem angenommenen Werthe von r_2 stets nahe der Fall sein wird. Die Hubhöhe h endlich ergibt sich, wenn man den cylindrischen Ausflussquerschnitt um 40 Procent grösser nimmt als den horizontalen, aus der Gleichung

$$2\,(R + r)\,\pi h = 1{\cdot}4\, R^2\pi,$$

$$h = \frac{0{\cdot}7\, R^2}{R + r}.$$

Da R etwas kleiner ist als r_1, darf man statt (19) den Werth

$$r = 0{\cdot}75\, R$$

oben einführen und erhält dadurch

(20) $h = 0{\cdot}4\, R,$

wie für das vorige Doppelsitzventil. Auch hier wird (vergl. S. 33) häufig nur

$$h = 0{\cdot}3\, R$$

genommen.

Beispiel. Sei wieder $R = 0{\cdot}22^{m}$, so wird nach (16) $s = 0{\cdot}025^{m}$, wofür man $s = 0{\cdot}022^{m}$ nehmen kann. Setzt man

$$r_1 = 0{\cdot}22 + 0{\cdot}02 = 0{\cdot}24^{m} \text{ und}$$
$$s_1 = 0{\cdot}022 + 0{\cdot}018 = 0{\cdot}04^{m},$$

so ergibt sich aus (17), (19) und (20)

$$r_2 = 0{\cdot}06,\ r = 0{\cdot}154,\ h = 0{\cdot}09^{m}.$$

In (18) wird der Ausdruck links vom Gleichheitszeichen $= 0{\cdot}416$, rechts $= 0{\cdot}412$, daher die Bedingung (18) sehr nahe erfüllt ist.

Selbstverständlich muss auch die Entfernung e, Fig. 70, hinreichend gross sein, und zwar muss, da der entsprechende Ausflussquerschnitt nahe cylindrisch ist, analog zu (12)

$$e = 0{\cdot}7\,R$$

sein; dadurch ist der Höhenunterschied der beiden Sitzflächen bestimmt.

Der Vortheil dieser Construction gegen die vorige ist, dass der Durchmesser des Ventiles nicht grösser wird als bei einfacher Sitzfläche; der Schluss ist durch die kleine Horizontalprojection des Ventiles erleichtert, welches das Wasser durchschneidet; das Ventil besitzt eine bessere Führung. Dafür ist die Form complicirter und ein dichter Schluss der in verschiedenen Ebenen liegenden Sitzflächen schwerer zu erzielen. In mehreren preussischen Grubenbezirken hat man die Glockenventile besonders bei unreinem Wasser wegen baldiger Abnützung und grösserer Kosten für weniger zweckmässig befunden als die Lederklappen.*)

Doppelsitzventile mit tiefer liegender innerer Sitzfläche. Die zweite Modification, ein Ventil mit tiefer liegender innerer Sitzfläche, zeigt Fig. 102.**) Die beiden Theile des Sitzes sind durch radiale, $2{\cdot}6^{cm}$ starke Rippen unter einander, ebenso das Ventil mit einer Hülse verbunden, welche mit Metall gefüttert ist und auf dem Führungsbolzen a gleitet. Die Löcher d in den Rippen des Ventiles dienen zum Anfassen desselben, der Bügel b zum Ausheben des Sitzes; durch einige unter b liegende Lederscheiben kann der Hub regulirt und der Stoss gegen b gemildert werden. Die Ringe c bestehen aus einer Composition von 8 Theilen Kupfer, 82 Theilen Zinn und 10 Theilen Antimon und haben sich bei dreijährigem Betrieb ohne Reparatur erhalten. Der Sitz ist aussen abgedreht, mit schwachem Leder bedeckt und ohne weitere Befestigung in den entsprechend ausgebohrten Ventilkasten Fig. 103 eingesetzt.

Die in Fig. 102 eingeschriebenen Dimensionen sind so zu bestimmen, als ob beide Sitzflächen in derselben Horizontalebene liegen würden

*) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd., S. 67, 322 und 338.

**) Von Sauer angewendet. Erfahrungen 1863, S. 7.

(S. 32), nur kommt in den Formeln (13) und (14) statt s die Dimension s_1, Fig. 102, einzusetzen, welche sich ergibt, wenn man zu s die gewählte Wanddicke der Spur für den inneren Unterlagsring c zuschlägt. Der Durchmesser wird also nicht geringer als bei Fig. 74, dagegen die Gesammthöhe des Ventiles sammt Sitz kleiner.

Andere Arten von Ventilen.

Combination von Klappen- und Tellerventilen. Am Schmidtschacht der Scharleygrube in Oberschlesien wurde bei grossen Dimensionen die durch Fig. 91 und 92 dargestellte Construction in Anwendung gebracht.*) Die Mitte des Sitzes bedeckt ein Tellerventil, welches einen Dichtungsring aus Guttapercha besitzt; am Rande sind 6 Lederklappen aufgelegt, deren Befestigungsart ein rasches Auswechseln gestattet. Die obere, 1^{cm} starke Ventilplatte ist nämlich hinten abgerundet und mit 2 länglichen Oeffnungen versehen, in welche zwei durch Keile k befestigte Haken eingreifen; die Keile k begrenzen zugleich den Hub. Wegen der geringen Breite der Klappen ist deren Hubhöhe klein und schliessen sich dieselben rasch. Das Tellerventil in der Mitte bewährte sich besser als zwei an dessen Stelle verwendete halbrunde Klappen.

Pyramiden)-(Etagen-)Ventile.** Diese bestehen nach Fig. 78 aus mehreren aufeinanderliegenden Ringen mit successiv abnehmenden Durchmessern, welche schliesslich durch ein Tellerventil überdeckt sind. Da die einzelnen Ringe sich allmälig schliessen, wird auch die rückkehrende Bewegung des Wassers allmälig verzögert, der Schluss ist mit einem geringeren Stosse verbunden. Der relative Hub jedes einzelnen Ventiles ist kleiner, die Summe aller Hubhöhen jedoch, oder der absolute Hub des obersten Ventiles grösser als bei einem Tellerventil, weil der Querschnitt für den seitlichen Abfluss aus mehreren Cylinderflächen mit successiv abnehmenden Durchmessern besteht. Auch ist das Ventil complicirter, kostspieliger und der Wasserverlust bei der grösseren Zahl Sitzflächen bedeutender.

Seien ϱ der innere Halbmesser eines Ringes a, n die Breite des darauf liegenden Ringes b weniger dem Uebergriff. Soll das Wasser in den horizontalen Querschnitten ungeänderte Geschwindigkeit besitzen, so muss der bei geöffnetem Ventil zwischen a und b vorhandene Querschnitt

*) Preuss. Zeitschrift 1864, 12. Bd., S. 18.

**) Diesen Namen führen auch die mehrklappigen Ventile, deren Sitzflächen vom Umfang gegen die Mitte ansteigen.

das Wasser ausströmen lassen, welches durch den Ring von der Breite n aufsteigt, es muss also analog wie bei anderen Ventilen

$$2 \varrho \pi h = 1{\cdot}4 \, [\varrho^2 - (\varrho - n)^2] \pi,$$

$$(21) \quad \ldots \ldots \quad h = 0{\cdot}7 \, n \left(2 - \frac{n}{\varrho}\right)$$

sein. Daraus geht hervor, dass h und n nicht beide constant sein können, denn es müsste sonst auch ϱ constant sein. Wenn man also allen Ringen gleichen Hub gibt und ihre inneren Halbmesser um gleiche Grösse abnehmen lässt, so ist die Geschwindigkeit des Wassers nicht constant.

Es ist aber bei constantem n und h die Bedingung (21) um so näher erfüllt, je grösser ϱ ist; wenn man also nur die unteren, grösseren Durchmesser besitzenden Ringe beibehält und mit einem entsprechend grösseren Tellerventil abschliesst, so wird die Bewegung des Wassers gleichförmiger und nebstdem der Gesammthub aus früher angeführtem Grunde geringer. Ist r der Halbmesser des obersten Ringes, so kann man dessen Hub nach (11)

$$(22) \quad \ldots \ldots \quad h = 0{\cdot}7 \, r,$$

oder wenn man sich mit dem Minimalhub begnügt,

$$h = 0{\cdot}5 \, r$$

setzen, ferner unter Annahme eines constanten n und h festsetzen, dass die Summe der cylindrischen Querschnitte gleich 1·4 des Röhrenquerschnittes $R^2 \pi$, beziehungsweise gleich $R^2 \pi$ sein solle. Die cylindrischen Querschnitte sind aber für den 1., 2., 3. Ring der Reihe nach

$$2 \pi h r, \; 2 \pi h (r + n), \; 2 \pi h (r + 2n) \ldots,$$

und wenn z die Zahl der Ringe bedeutet, für den letzten derselben

$$2 \pi h \, [r + (z - 1) n];$$

dazu kommt noch der cylindrische Querschnitt zwischen dem untersten Ringe und dem Sitze

$$2 \pi h (r + z n).$$

Man hat also

$$2 \pi h \, [r + (r + n) + (r + 2n) + \ldots + (r + z n)] = 1{\cdot}4 \, R^2 \pi,$$

$$h \left[(z + 1) r + n \, \frac{z + 1}{2} \, z \right] = 0{\cdot}7 \, R^2,$$

$$(23) \quad \ldots \ldots \quad h \left(r + \frac{n z}{2}\right) = \frac{0{\cdot}7 \, R^2}{z + 1};$$

endlich ist

$$(24) \quad \ldots\ldots\ldots \quad n = \frac{R - r}{z}.$$

Die drei Gleichungen (22) bis (24) enthalten 4 Unbekannte h, n, z und r, von welchen daher eine, am besten z zu wählen ist, da die Zahl der Ringe eine ganze sein muss. Führt man (22) und (24) in (23) ein, so ergibt sich

$$0{\cdot}7\, r\left(r + \frac{R - r}{2}\right) = \frac{0{\cdot}7\, R^2}{z + 1},$$

$$r^2 + Rr = \frac{2\, R^2}{z + 1},$$

$$r = \sqrt{\frac{R^2}{4} + \frac{2\, R^2}{z + 1}} - \frac{R}{2},$$

$$(25) \quad \ldots\ldots \quad r = \frac{R}{2}\left(\sqrt{\frac{z + 9}{z + 1}} - 1\right).$$

Ist r aus dieser Gleichung bestimmt, so erhält man h aus (22) und n aus (24). Der absolute Hub des obersten Ventiles ist

$$(26) \quad \ldots\ldots\ldots \quad H = (z + 1)\, h.$$

Je grösser z genommen wird, desto kleiner fällt, wie man sich leicht überzeugt, r und h, desto grösser H aus; die Wasserbewegung erfolgt unregelmässiger, dafür der Schluss allmäliger. Die Breite der Sitzflächen ist nach (6) zu bestimmen und dabei für r der innere Halbmesser jedes Ringes zu setzen.

Solche Ventile wurden von Jenkyn ausgeführt.

Den Verticalschnitt eines Pyramidenventiles von Hoffmann*) zeigt Fig. 68. Die Ringe desselben bestehen aus Schmiedeisen und sind unten mit Leder bekleidet; jeder derselben erhält seine Führung und Hubbegrenzung durch 4 am nächst tieferen Ringe befestigte Haken a, von denen je drei eingenietet sind, während der vierte angeschraubt ist, um die einzelnen Ringe abnehmen und wieder zusammenstellen zu können. Fig. 84 und 85 zeigen einen einzelnen Ring im Verticalschnitt und Grundriss; b ist der durch eine Schraube befestigte Haken. Der gusseiserne Ventilsitz Fig. 82 ist wegen leichteren Aushebens mit dem Ringe c versehen, an seiner Sitzfläche durch Leder oder Kautschuk gedichtet und durch 4 mit Zapfen in denselben eingreifende Schraubenstangen d an seinem Platz erhalten; die Muttern der Stangen d stemmen sich gegen

*) Zeitschr. deutscher Ing. 1871, 15. Bd., S. 134.

Vorsprünge am Ventilkasten, welche Fig. 83 im Grundrisse zeigt. Damit das Ausheben des Sitzes nicht durch Sand, der sich im unteren Theil des Ventilkastens sammelt, erschwert werde, ist bei *f* noch eine Dichtung angebracht, bestehend aus einem Leder- und einem darauf liegenden Eisenringe, der von den Stangen *d* niedergedrückt wird. Ein solches Ventil von 0·785 Meter Durchmesser erforderte bei 94 Meter Druckhöhe erst nach 1 Jahr und 6 Wochen des Betriebes neues Leder, das Metall zeigte sich wenig abgenützt.

Ein anderes Etagenventil zeigen Fig. 68 und 69*); die Ringe sind dabei unten mit Leder bedeckt, das durch schmiedeiserne Platten und Schrauben befestigt wird, deren nach oben verlängerte Bolzen das nächst höhere Ventil führen und mittelst aufgedrehter Muttern dessen Hub begrenzen. Auch diese Construction soll sich als dauerhaft bewährt haben.

Denkt man sich einen festen, mit Etagen versehenen Sitz und auf den ringförmigen Etagen rund herum Klappen angebracht, so erhält man die Form der Hosking'schen oder Kiemenventile, Fig. 79 (s. „Biegsame Ventile"). Die Wände *c* werden dabei statt cylindrisch auch conisch, nach oben divergirend hergestellt, um den Wasserstrahlen allmälig die schräge Richtung zu ertheilen, welche sie beim Ausströmen von den Ventilen annehmen müssen. Diese Constructionen unterscheiden sich jedoch wesentlich von den vorigen, da sich die Klappen gleichzeitig schliessen.

Obgleich die Etagenventile sehr gelobt werden, sind sie doch nur selten bei Schachtpumpen in Anwendung; der Grund dafür dürfte in der complicirten Construction liegen.**)

Biegsame Ventile. Der Schluss der Ventile erfolgt um so rascher, die dabei auftretenden Nachtheile schwinden um so mehr, je geringer die Hubhöhe, je kleiner also insbesondere bei Klappen die senkrecht zur Drehungsaxe gemessene Breite derselben ist. Es scheint sich daher zu empfehlen, am Ventilsitze mehrere kleine statt weniger grosser, lange schmale Klappen wie bei Gebläsen anzuordnen. Je grösser aber die Zahl der Ventile, desto mehr wird die Oeffnung durch die Stege verengt, desto mehr Reibung erfährt das Wasser beim Durchgang, endlich ist die Hebung der Ventile durch den verhältnissmässig grossen Uebergriff erschwert.

Der letztere Uebelstand wird durch Herstellung der Ventile aus einer biegsamen, elastischen Substanz vermindert. Es genügt näm-

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1858/59, 4. Bd., S. 459.

**) Die Beschreibung einiger solcher Ventile enthält das Werk: Bau der Pumpen und Spritzen von Jeep, Leipzig 1871, S. 102.

lich ein geringer Ueberdruck von unten, um den mittleren, die Oeffnung bedeckenden Theil eines solchen Ventiles etwas zu heben, und dadurch am Rande der Oeffnung einen Spalt zu bilden, in welchen das Wasser dringt und den Druck auf einen grösseren Theil der Unterfläche fortpflanzt, so dass die Hebung successiv vom Rande der Oeffnung bis zu dem des Ventiles fortschreitet und letzteres auch bei grossem Uebergriff leichter gehoben wird.*)

Solche Klappen kommen auch in grösserer Breite vor, dann ist jedoch nur das geringere Gewicht derselben (vergl. S. 24) von Belang, da grosse Ventile, auch wenn sie steif sind, sich leicht öffnen. Die Oeffnungen, welche zu mehreren gemeinschaftlich durch eine Klappe, meist aus Kautschuk bestehend, überdeckt werden, müssen kleine Dimensionen erhalten, damit das Kautschuk bei geschlossenem Ventil nicht zu sehr hineingepresst wird; damit die Ränder der Oeffnungen in die Masse des Ventils nicht einschneiden, sollen sie rund gefeilt werden. Für Pumpen mit bedeutender Druckhöhe werden sich daher solche Ventile nicht gut eignen, wenn man nicht die Oeffnungen sehr schmal machen, also den Durchgang des Wassers sehr erschweren will.**) Bei mässigem Druck entsprechen dieselben, da die Elasticität des Kautschuks einen raschen Schluss bewirkt, insbesondere auch für grosse Kolbengeschwindigkeit.

Fig. 81 zeigt ein solches Ventil, aus einer runden Kautschukscheibe bestehend, welche auf dem gitterartig durchbrochenen Sitze ruht und in der Mitte durch eine Schraubenmutter mit Unterlagsplatte festgehalten wird. Gewöhnlich schaltet man zwischen der Schraubenmutter und der Kautschukplatte eine eiserne, durchbrochene Schüssel mit aufgebogenem Rand ein, um den Hub am ganzen Umfange zu begrenzen.

Kley projectirt das in Fig. 77 skizzirte Kautschukventil.***) Am Sitze desselben sind vier Reihen von Oeffnungen angebracht und durch Kautschukringe *abcd* überdeckt. Die cylindrischen Ringe werden am unteren Theil mit Draht festgebunden, die conischen durch aufgeschraubte Eisendeckel *ef* gegen Herausspringen gesichert. Der Sitz ist mit dem unteren, aussen etwas conischen Theil in den Ventilkasten eingelassen. Ueber eine Ausführung dieser Ventile ist nichts bekannt geworden.

Ferner wurden Ventile mit mehreren ähnlich wie bei Pyramiden-

*) Diese Anschauung ist entwickelt in v. Hauer's „Hüttenwesensmaschinen", 1. Aufl. S. 66, dann sehr ausführlich erörtert von Hrábak im Jahrbuch der k. k. Bergakademieen 1871, 19. Bd, S. 364.

**) Nach dem Artizan, Maiheft 1859, soll bei hohem Druck die Weite der Oeffnungen nicht grösser als die Dicke der Kautschukplatte sein.

***) Kley, die Wasserhebmaschinen des Altenberges, Stuttgart 1865, S. 60.

ventilen angeordneten Kautschuk- oder Lederringen, die jedoch am innern Umfange festgehalten sind, von Hosking construirt.*)

Mit denselben stimmt in der Hauptsache das von Hrábak vorgeschlagene**), in Fig. 79 skizzirte Ventil überein. Der Sitz erhält dabei mehrere Etagen, welche, wie Fig. 80 im Grundrisse zeigt, eine grosse Zahl durch schmale Stege getrennter Oeffnungen besitzen und von gemeinschaftlichen Kautschukringen bedeckt sind, die an der inneren Peripherie mittelst aufgelegter Eisenringe und Schrauben befestigt werden.

Kautschukkugeln in grösserer Zahl, welche kleine runde Oeffnungen bedecken, sollen sich bei starker Pressung bewähren. Sie sind bei den obigen Hosking'schen Ventilen zur Anwendung gekommen.

Schmidhammer***) schlägt ein combinirtes Ventil vor, welches am Umfange ähnlich einem Tellerventil mit Lederauflage construirt, in der Mitte jedoch kegelförmig vertieft und durchbrochen werden soll, wie bei Trichterkolben (s. Hubpumpen). Dieser mittlere Theil wäre mit einer Kautschukklappe zu bedecken. Wegen des grossen Durchgangsquerschnittes würde dabei ein kleiner Hub genügen.

Immerhin dürften Ventile ohne Versteifung bei Bergwerkspumpen mit hohem Druck nur selten in Anwendung kommen.

Mittel zur Erleichterung der Bewegung der Ventile. Es wurde der Vorschlag gemacht, die Oeffnung der Ventile durch eine Spiralfeder zu erleichtern†), deren Spannung gross genug ist, um den zur Hebung nothwendigen Ueberdruck zu ersetzen. Soll aber diese Feder eine merkliche Wirkung äussern, so müsste ihre Spannung so gross sein, dass der Schluss des Ventiles zu sehr verzögert wird. Sei z. B. die Druckhöhe 100 Meter, der Durchmesser der Ventilöffnung 0·4 Meter, der zur Oeffnung nothwendige Ueberdruck D gleich 9 Procent der obigen Druckhöhe††), so ergibt sich

$$D = 0{\cdot}09 \,.\, \overline{0{\cdot}4^2} \,.\, \frac{\pi}{4} \,.\, 100 \,.\, 1000 = 1130 \text{ Kil.}$$

Bei Anwendung einer Feder, welche nur annähernd diese Spannung besitzt, würde sich das Ventil nur langsam, vielleicht gar nicht mehr schliessen.

*) Freiberger b.- u. h. Zeitung 1859, 13. Bd., S. 427, Taf. 18, Fig. 13; s. auch Weisbach's Ing. u. Masch.-Mechanik, 2. Abth., S. 866.

**) Jahrb. der k. k. Bergakademieen 1871, 19. Bd., S. 364.

***) Erfahrungen 1855, S. 24.

†) Ueber Pumpenventile von Max Kraft. Oesterr. Zeitschrift 1871, S. 12.

††) Diese Verhältnisse wurden beobachtet von Janota. Erfahrungen 1869, S. 11.

Eher scheint es angezeigt, den Schluss des Ventiles durch eine Feder zu erleichtern, weil dieser Bewegung nur der Widerstand des Mittels entgegenwirkt, daher auch eine Feder von geringerer Spannung den Schluss merklich beschleunigen, die Oeffnung nicht wesentlich verzögern wird. Eine solche Feder würde sich jedoch in Bezug auf das geöffnete Ventil verhalten, wie eine ihrer Spannung gleiche Gewichtsvermehrung des Ventils, und daher nach dem S. 24 Gesagten eine Verminderung des Effectes zur Folge haben.

Gegen beide Einrichtungen spricht noch der Nebenumstand, dass Federn eine geringe Dauer besitzen und daher öftere Reparaturen erfordern.

Ebenso wenig Aussicht auf praktischen Erfolg hat das neuerlich von R. Daelen vorgeschlagene Ventil*), bei welchem eine Art Vorschluss, ähnlich wie bei Schiebern von Wassersäulenmaschinen, jedoch selbstthätig wirkend, angeordnet ist. Ein solches Ventil würde ausser der Dichtung an der Sitzfläche enthalten: zwei kleinere Ventile, auf deren eines eine Feder wirkt, einen gebohrten Cylinder mit Kolben, der am Umfang eine Liederung trägt, endlich eine mittelst Lederstulp zu bewirkende Dichtung für dessen Kolbenstange. Ein so complicirter Apparat eignet sich nicht als Ventil für eine Bergwerkspumpe.

Bei der Pumpe von Kroker**) sind Saug- und Druckventil neben einander, doch in verschiedener Höhe situirt. In den Sitz des Saugventils ist in der Mitte ein kleiner ausgebohrter, oben und unten offener Cylinder eingegossen, in welchem sich ein Kolben befindet. Von diesem ist eine Kolbenstange durch eine Stopfbüchse im Deckel des Saugventilkastens zu einem aussen liegenden zweiarmigen Hebel geführt, von dessen anderem Ende eine zweite Stange abwärts durch eine Stopfbüchse im Deckel des Druckventilkastens bis zum Druckventil reicht und mit diesem verbunden ist. Der zu Beginn des Niederganges in dem Raum ober dem Saugventil vorhandene Druck wirkt daher abwärts auf den erwähnten Kolben und begünstigt dadurch die Hebung des Druckventils. Auch diese Einrichtung ist zu umständlich und setzt überdies voraus, dass der Raum ober beiden Ventilen frei sei.

Viel einfacher wird der gleiche Zweck erreicht, wenn man unmittelbar an das Druckventil einen kleinen Mönchkolben anschliesst, der durch eine Stopfbüchse im Deckel ins Freie geführt ist; stets wird aber die Schliessung des Ventils durch solche Einrichtungen erschwert.

*) „Patentschrift" 1877, No. 199.

**) Dingler's polyt. Journal 1878, 227. Bd. S. 336.

Ventilsitz und Ventilkasten.

Ventilsitz. Dieser ist am besten aus Messing herzustellen, welches Material bei geringen Dimensionen auch meist in Verwendung steht; man empfiehlt eine Legirung aus 74 Theilen Kupfer, 4 Theilen Zinn und 22 Theilen Zink. Grosse Ventilsitze sind aber dabei sehr kostspielig, sie werden daher bei guter Beschaffenheit des Wassers auch aus Guss- und mitunter aus Schmiedeisen hergestellt.

Ueber die Construction der Ventilsitze geben die vorigen Beschreibungen mehrfache Beispiele. Um dieselben zu befestigen, erhalten sie aussen eine Conicität von $^1/_{10}$, wobei die Höhe des Sitzes gleich $5s$ genommen werden kann, unter s den nach (6), S. 17 bestimmten Uebergriff verstanden. Der Querschnitt des Ventilschwertes oder der zum Ausheben eines befestigten Sitzes dienenden Stange kann gleich $2s^2$ gesetzt werden. Die conische Fläche wird glatt oder mit eingedrehten Furchen appretirt, mit Mennigkitt bestrichen oder mit Leder umgeben und in den an entsprechender Stelle glatt ausgebohrten Kasten eingesetzt; auch lässt man nach Fig. 46 einen Hohlraum o, der mit getheertem Hanf oder Flanell ausgefüllt wird. Der Wasserdruck presst dabei den Sitz fest ein.

Mitunter wird der Sitz mit vorspringenden Flantschen zwischen dem Ventilkasten und dem anstossenden Rohr eingesetzt, dann ist aber das Herausnehmen zu umständlich.

Häufig wird der Sitz mit ebener Fläche aufgelegt, wobei der Vortheil erreicht ist, dass derselbe sich durch den Wasserdruck und die Schläge des Ventils nicht zu stark festklemmen kann. In diesem Falle ist zur Befestigung eine Vorrichtung wie in Fig. 36 und 37 (S. 27), 127 (S. 34) oder 97 (S. 36) erforderlich, oder man kuppelt die Sitze des Saug- und Druckventiles mittelst zweier Stangen, welche oben an beiden Enden des Steges vom Druckventilsitz, unten zusammenlaufend, am Ventilschwert des Saugventils befestigt sind; da das Wasser der Steigröhren immer auf eines der Ventile drückt, bleiben beide Sitze stets an ihrem Ort. Die Ventile können dabei durch die Steigröhren ausgehoben werden.

Befestigung der Hubpumpen-Saugventile durch Gewichte. Bei Hubpumpen-Saugventilen wird der freiliegende Sitz auch durch ein Gewicht an seinem Platze erhalten, welches am unteren Ende des Ventilschwertes, an einem in den Sitz eingeschraubten Bolzen befestigt ist; man verwendet dazu lange Stangen aus Schmiedeisen, wie s in Fig. 110, oder Bleicylinder, welche mittelst eines der Länge nach durchgesteckten

Bolzens aufgehängt sind. Eine Art der Belastung ist auch durch Fig. 120 (S. 34) dargestellt. Der Durchmesser der Gewichte darf nur so gross sein, dass die Bewegung des Wassers in der Saugröhre dadurch nicht merklich gestört wird.

Die Last ist so gross zu nehmen, dass das Ventil allein sich leichter hebt als sammt Sitz. Seien P und p der Druck in Kil. pr. Quadratcentimeter unter und ober dem Ventil im Momente der beginnenden Oeffnung, $O\,U$ die dem Wasserdruck ausgesetzte Ober- und Unterfläche des Sitzes sammt Ventil, $o\,u$ dieselben Grössen für das Ventil allein, q das Gewicht des letzteren und Q das Gewicht des Sitzes sammt Belastung, so ist

$$uP = op + q,$$

$$p = \frac{uP - q}{o}.$$

Soll der Ventilsitz durch den Unterschied der Pressungen p und P nicht gehoben werden, so muss

$$Op + Q + q > UP$$

und mit Rücksicht auf den obigen Werth von p

$$Q > UP - q - \frac{O}{o}(uP - q),$$

$$(27) \quad . \; . \; . \; . \quad Q > P\left(U - u\frac{O}{o}\right) + q\left(\frac{O}{o} - 1\right)$$

sein. Der Druck unter dem Ventil ist aber gleich 1 Atmosphäre weniger dem Gewicht einer Wassersäule von der Höhe h^m = dem Verticalabstand zwischen Saugventil und Unterwasserspiegel, also

$$P = 1000\,(10 - h) \text{ Kil. pr. Quadratmeter.}$$

Diese Berechnung nimmt allerdings keine Rücksicht darauf, dass der Wasserdruck auch theilweise auf die Fläche wirken kann, mit welcher der Sitz die Unterlage berührt; da aber diese Wirkung beim Ventil in mindestens gleicher Art eintritt, wird man durch Einhaltung der Bedingung (27) die gewünschte Sicherheit erreichen können.

Ventilsitze ohne Befestigung. Eine besondere Befestigung des Ventilsitzes ist ganz entbehrlich, wenn derselbe aussen schwach conisch geformt ist (vergl. S. 46). Desgleichen kann man den Ventilsitz mit ebener oder stark conischer Fläche und zwischengelegtem Dichtungsmaterial frei aufliegen lassen, wenn man durch ein entsprechendes Verhältniss der dem Wasserdruck ausgesetzten Flächen dafür sorgt, dass die Oeffnung des Ventiles leichter stattfindet als die Hebung des Sitzes.

Als Bedingung dafür ergibt sich wie früher die Beziehung (27), worin nun unter Q das Gewicht des Ventilsitzes allein zu verstehen ist. Man erhält daraus

$$O\frac{u}{o} - U > \frac{1}{P}\left[q\left(\frac{O}{o} - 1\right) - Q\right],$$

$$\frac{O}{U} > \frac{o}{u} + \frac{q(O-o) - Qo}{uUP}.$$

Hierin ist für Saugventile $P = 1000\,(10 - h)$ Kil. pr. Quadratmeter, wobei h die Saughöhe in Metern bedeutet. Für Druckventile wird P verhältnissmässig gross und reducirt sich obige Bedingung auf

(28) $$\frac{O}{U} > \frac{o}{u}.$$

Form der Ventilkästen. Fig. 86 bis 88 zeigen die ältere Form eines Ventilkastens.

Die Ventilkästen erhalten meist Oeffnungen mit Deckel behufs Nachsicht und Herausnehmen der Ventile. An den Kasten selbst schliessen sich oben und unten Rohre, welche gegen den Kasten zu erweitert werden sollen, um eine allmälige Aenderung des Querschnittes für das durchströmende Wasser zu erzielen. Um ferner das Festsetzen von Schlamm u. s. w. zwischen Ventil und Sitzfläche zu verhüten, legt man letztere nach Fig. 86 und 87 höher als den Boden des Kastens.

Gegenwärtig erhalten die Ventilkästen meistens abgerundete Formen, um Ecken und Kanten zu vermeiden, grössere Festigkeit zu erzielen und die Hindernisse gegen die Bewegung des Wassers möglichst zu beseitigen. Solche Formen zeigen Fig. 36 und 37, 97, 105 und 106, 218; eine gefällige und rationelle Form ist durch Fig. 117 dargestellt. Häufig werden die Wände durch Rippen verstärkt.

Dimensionen der Ventilkästen. Die Ventilkästen sind am stärksten der Wirkung der beim Hubwechsel eintretenden Stösse ausgesetzt und gehen nicht selten zu Bruche, daher ihre Construction besondere Aufmerksamkeit verlangt. Im Allgemeinen sind die Dimensionen thunlichst zu reduciren, um den aus einem Bruch erwachsenden Schaden zu vermindern und die Auswechslung zu erleichtern.

Der Querschnitt soll aus obigen Gründen so klein sein als ohne Erschwerung des Wasserdurchganges zulässig ist. Bezeichnen D den inneren Durchmesser des Kastens, d_1 den grössten Durchmesser des Ventiles und d die Weite der Ventilöffnung oder der sich daran schliessenden Röhren, so muss für ein Tellerventil

$$D^2 - d_1{}^2 = d^2$$

sein; da d_1 wenig grösser als d ist, kann man

$$D = d_1 \sqrt{2}$$

oder, da die Richtung der Wassertheile beim Austritt vom Ventil nicht plötzlich in die verticale übergehen kann,

$$D = 1{\cdot}5\, d_1$$

setzen. Derselbe Werth ist für halbrunde Klappen anzunehmen, deren Drehungsaxen sich in einem Durchmesser der Ventilöffnung befinden. Bei Klappen mit äusseren oder radialen Drehungsaxen, wo das Wasser nicht blos am äusseren Umfang der Ventilöffnung, sondern auch innerhalb desselben austritt, endlich bei Doppelsitzventilen, wo das Gleiche gilt und nebstdem der äussere Durchmesser d_1 des Ventiles merklich grösser ist als die Weite der Röhren, genügt

$$D = 1{\cdot}3\, d_1.$$

Die Höhe der Ventilkästen muss so gross sein, als es die Hubhöhe der Ventile, die Vorrichtungen zur Hubbegrenzung, sowie zur Befestigung des Sitzes erfordern. Sollen die Ventile durch die Oeffnung im Kasten entfernt werden können, so richtet sich die Höhe desselben auch nach der nothwendigen Grösse dieser Oeffnung.

Die Wandstärke e ist grösser als bei Röhren (vergl. S. 8), je nach der Beschaffenheit des Gusseisens

$$e = 0{\cdot}005\, n D + 0{\cdot}01 \text{ bis } 0{\cdot}007\, n D + 0{\cdot}01 \text{ Meter}$$

zu setzen, wobei n den Druck in Atmosphären und D den Durchmesser des Ventilkastens bedeuten und für n kein kleinerer Werth als 6 einzuführen ist.

Ventilkästen mit seitlicher Oeffnung sind schwächer als andere, weil ein Theil der Kastenwand, welche dem Zerreissen Widerstand leistet, wegfällt. Der an der Oeffnung befestigte Deckel bietet dafür keinen oder nur unvollständigen Ersatz. So sind in Fig. 87 die Querschnitte q und q_1 durch den Wasserdruck auf die halbe Verticalprojection der inneren Kastenwand, also auf die Fläche

$$\frac{D h_2 + (h + h_1) d}{2}$$

in Anspruch genommen, wobei D den Durchmesser des Kastens und d den der Ansatzröhren bedeuten. Bei grossen Dimensionen mindestens ist darauf zu achten, dass die danach ermittelte Spannung der Quer-

schnitte q und q_1 nicht mehr als 800,000 bis 1,000,000 Kil. pr. Quadratmeter betrage.

Verschluss der Ventilkästen. Die Oeffnung des Ventilkastens Fig. 86 bis 88 ist durch 4 ebene Wände eingeschlossen, der Deckel (die Thür) t eingelassen. Solche Thüren sind wegen ihrer Plattenform stark gefährdet, sollen daher ebenso dick als die Wände des Ventilkastens und mit diagonalen Rippen versehen sein, wie die Ansicht Fig. 89 zeigt.*) Die zugehörigen Flantschen des Kastens sind durch Rippen zu verstärken. Bei einwärts gekehrten Flantschen Fig. 90 wird der Deckel kleiner und gegen Bruch sicherer, ist aber unbequemer zu befestigen, weil die Schrauben von innen her durch die Flantschen gesteckt werden müssen. Dagegen kann nach Fig. 100 und 101 mit Vortheil die Deckelfläche gewölbt werden, wobei auch das Wasser im Kasten sich regelmässiger bewegt.

Der Gesammtquerschnitt Q der Deckelschrauben muss gross genug sein, um den Wasserdruck auf die Innenfläche und nebstdem noch die behufs Festziehens der Liederung erforderliche Spannung zu ertragen. Es ergibt sich, wenn H die Höhe der drückenden Wassersäule, γ das Gewicht der Volumeneinheit Wasser, F die Innenfläche des Deckels und $\mathfrak{A}$ die zulässige Belastung des Schraubenquerschnittes pr. Flächeneinheit bedeuten,

$$\mathfrak{A} Q = F H \gamma,$$

$$Q = \frac{F H \gamma}{\mathfrak{A}}.$$

Man kann mit Rücksicht auf das Anziehen der Liederung $\mathfrak{A} = 5{,}000{,}000$ Kil. pr. Quadratmeter setzen und erhält wegen $\gamma = 1000$

$$Q = 0{\cdot}0002\ F H \text{ Quadratmeter},$$

worin F in Quadratmetern, H in Metern auszudrücken ist. Dem Werthe Q entsprechend sind Zahl und Durchmesser der Schrauben anzunehmen und dabei die S. 10 angegebenen Schraubendimensionen zu berücksichtigen.

Um die Thür bequem anfassen zu können, erhält dieselbe einen Handgriff h, Fig. 101; bei grösseren Dimensionen wird ein von einem kleinen Haspel ablaufendes oder nur einfach befestigtes Seil an den Haken a,

*) Von anderer Seite wird die Vorschrift gegeben, die Thür nur so stark zu machen, dass sie leichter bricht als der Kasten, wodurch der letztere gesichert ist; s. Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1858/59, 4. Bd., S. 455. Derselbe Zweck ist jedenfalls vortheilhafter durch die bei Druckpumpen angegebenen Mittel zur Verminderung der Stösse zu erreichen.

Fig. 99, oder an ein Oehr *b*, Fig. 89, gehängt, so dass bei der Oeffnung die Thür nicht gehoben werden muss; auch macht man letztere um ein verticales Charnier drehbar. Am bequemsten ist die Anwendung eines kleinen Laufkrahnes, Fig. 123 und 124*); mittelst zweier Ziehringe *a* wird an dem ober dem Ventilkasten befindlichen Steigrohre ein Bolzen *b* befestigt, um welchen sich die Schiene *c* drehen kann; auf dieser läuft die Rolle *d*, an deren Axe mittelst Schraubenstange der Bügel *e* hängt, welcher den Haken *f* an der Thür fasst. Mit dem Stab *g* kann man die Schraubenstange drehen, mithin den Deckel heben oder senken. Solche Vorrichtungen sind zweckmässig, damit die Pumpenwärter ohne weitere Hilfe die häufiger vorkommenden Arbeiten auszuführen im Stande sind.

Um behufs des blossen Nachsehens nicht stets die schwere Thür entfernen zu müssen, wird in dieser mitunter eine wie das Mannloch eines Dampfkessels verschlossene Oeffnung *o*, Fig. 110**), angebracht.

Die häufigen Brüche der beschriebenen Arten von Deckeln sind Veranlassung, dass man letztere durch eiserne Ziehbänder gegen den Kasten befestigt.

Noch vortheilhafter ist es, die ganze Thür aus Schmiedeisen zu fertigen. Hierher gehört die von Sauer ausgeführte Construction Fig. 103 und 104***) des Kastens für das S. 38 beschriebene Doppelsitzventil Fig. 102. Die Druckhöhe beträgt dabei 6 Atmosphären, der Durchmesser des Ventilkastens 82 Centimeter. Der Deckel ist eine 2·7 Centimeter starke schmiedeiserne Platte *p*, an welcher der in die Oeffnung eingelassene Rahmen *r* aus Winkeleisen festgenietet ist; zur Verbindung mit dem Kasten dienen die schmiedeisernen Bügel *b* und in Schrauben endigende Bänder *c*, welche auf Angüssen des Ventilkastens ruhen und zugleich den letzteren verstärken.

Da sich diese Deckel nicht gut bearbeiten lassen und die Dichtung schwer herzustellen ist, wendet Sauer neuerer Zeit ebene Deckel an, wie Fig. 115 zeigt; die Bügel *a*, Fig. 115 und 116, werden durch Schrauben gegen Flantschen festgezogen.†)

Bei allen diesen Constructionen sind die Deckelschrauben um so mehr in Anspruch genommen, als sie nebst dem Wasserdruck noch die wegen festen Anziehens der Liederung nothwendige Spannung aushalten müssen. Die Wirkung des Wasserdruckes auf die Schrauben fällt weg,

*) Preuss. Zeitschrift 1859, 7. Bd., S. 76; Revue universelle des mines 1860, 7. Bd., Taf. 13.

**) Burat, Cours d'exploitation des mines 1871, S. 366.

***) „Erfahrungen", Jahrg. 1863, S. 7; Preuss. Zeitschrift 1864, 12. Bd., S. 17.

†) Ebensolche Deckel, zu Segeberg angewendet, s. Preuss. Zeitschr. 1875, 23. Bd., S. 261.

4*

wenn man den Deckel wie beim Mannloch-Verschluss der Dampfkessel an die Innenseite des Kastens legt, daher vom Wasser selbst anpressen lässt; es müssen dann die Schrauben nur beim Saugventilkasten genug fest angezogen sein, dass beim Kolbenaufgange keine Luft gesaugt wird. Um den Deckel durch die Oeffnung des Kastens stecken zu können, gibt man demselben eine ovale oder rechteckige Form. Einen solchen Verschluss zeigen Fig. 108 im Vertikal- und 107 im Horizontalschnitt. Der Deckel ist eine schmiedeiserne Platte *a* mit aussen angenietetem Winkeleisen und wird durch Schienen *b* und Schrauben befestigt. Zwei Bügel *c* dienen zum Anfassen. Bei geringeren Dimensionen werden nur zwei oder eine Befestigungsschiene angebracht, wie in Fig. 105 und 106, wo die Verbindungsschrauben *s* drehbar am Deckel befestigt sind.

Da die Ventilkästen durch grosse Oeffnungen stets geschwächt werden und die Thüren schwer zu dichten sind, lässt man gegenwärtig die Oeffnungen oft ganz weg und hebt, wie unten angegeben, den Ventilsitz für den Fall einer Reparatur durch die Steigröhren aus. Das Aufholen der Ventile durch die Steigröhren behufs einer Reparatur muss bei den einer Gefahr der Austränkung unterliegenden Pumpen jedenfalls möglich sein, daher bei solchen Pumpen um so eher die grossen Thüren wegbleiben können. Doch wird es sich meist empfehlen, mindestens eine kleine in der letztangegebenen Art verschlossene Oeffnung anzubringen, um bei den Ventilen leicht nachsehen und etwa einzelne Klappen auswechseln zu können.

Ausheben der Ventile und Sitze. Zum Ausheben grosser Doppelsitzventile werden an denselben Handgriffe *h*, Fig. 74, oder Löcher *d*, Fig. 102 angebracht.

Das Ausheben des Sitzes erfordert, wenn derselbe eingekittet ist, grösseren Kraftaufwand und erfolgt unter Anwendung von Hebeln durch Ringe oder Haken, wie *b* in Fig. 102, *c* in Fig. 82 u. s. w. Besondere Vorkehrungen dazu zeigen Fig. 127 und 128 (S. 34), dann Fig. 111. Hier wird ein Hebel *a* einerseits auf einen Anguss des Ventilkastens gelegt, anderseits, von der Schraubenstange *b* gestützt, durch einen Bügel mit dem Haken *c* am Ventilsitze verbunden und letzterer durch Drehung der Mutter *d* gehoben.

Bei geschlossenem Ventilkasten muss der Sitz durch die Steigröhren aufgezogen werden, und die dazu dienenden Einrichtungen sind, wie oben bemerkt, auch bei Vorhandensein einer Thür dann nothwendig, wenn die Pumpe in Gefahr ist, ersäuft zu werden, wenn sie also die unterste im Schachte ist, oder beim Schachtabteufen verwendet wird. Saug- und Druckventilkasten und Steigröhren müssen dabei in einer Verticalen liegen, die Weite der Oeffnung für den Druckventilsitz grösser

als der Durchmesser des Saugventilsitzes, und die Steigröhren weit genug sein, um beide aufzuziehen; überhaupt ist dafür zu sorgen, dass das Ausheben und Einlassen ohne Hinderniss von Statten geht. Daher ist es zweckmässig, den Ventilkasten allmälig bis auf den Querschnitt des oben und unten anstossenden Rohres zu verengen, wie dies bei runden Ventilkästen der Fall ist. Das Einlassen wird erleichtert, wenn man den Ventilkasten nach Fig. 109 an der Innenseite mit Rippen versieht; zu demselben Zweck macht man auch den Sitz stark conisch oder befestigt daran nach Fig. 112 vier unten zusammenlaufende Stäbe *a*.

Damit eine bestimmte nicht zu grosse Kraft zur Hebung des Sitzes genüge, ist dieser am besten mit stark conischer oder ebener Fläche frei aufzulegen; sollen Saug- und Druckventilsitz zusammen ausgehoben werden, so kuppelt man dieselben (vergl. „Ventilsitz").

Um das Aufziehen selbst auszuführen, ist am Sitze ein Bügel *c*, Fig. 67 oder 110, befestigt; mittelst Winde und Seil wird ein Haken, der Ventilsucher, eingelassen und durch Bewegung des Seiles zum Einhängen gebracht. An den Haken wird zuweilen ein schwaches Hilfsseil geknüpft, mittelst dessen man sich durch versuchsweises Anziehen von Hand überzeugen kann, ob der Haken gefasst hat. Man verwendet auch zwei aus einem Stück geschmiedete, unter 90° gegen einander verstellte Haken. Für den Fall eines Bruches des Bügels am Ventilsitze kommen andere Apparate in Anwendung, welche den bei Bohrlöchern zum Aufholen von abgebrochenen Gestängstücken u. s. w. benutzten ähnlich sind. *)

Häufiger erhält der Ventilsucher die durch Fig. 125 und 126 dargestellte Form, in welchem Falle am Ventilsitze ein Haken befestigt wird.

Zum gleichen Zwecke dient auch ein sogenannter Fischkopf, Fig. 113, der mit zwei aufwärts drehbaren Armen ausgestattet ist und in einen durch zwei Schienen *b*, Fig. 114, am Ventilsitze befestigten Ring *c* eingesenkt wird. Zuweilen werden die Arme durch Federn nach aussen gedrückt, welche jedoch so schwach sein müssen, dass das Gewicht des Apparates hinreicht, um die Reibung der Arme *a* gegen den Ring, eventuell schon gegen die Innenwand der Steigröhren zu überwinden.

Wenn der Sitz eingerostet oder festgeklemmt ist, so wird dessen Hebung so schwierig, dass die dazu verwendeten Zugseile reissen, ja selbst die ganze Pumpe gelockert wird. In einzelnen Fällen war man genöthigt, den Ventilsitz an seinem Orte mittelst eines Meissels zu zerstören. Um nun die Trennung von der Unterlage zu erleichtern,

*) Eine Anzahl solcher Apparate ist beschrieben in Glépin, de l'etablissement des puits de mines, Paris 1867.

gibt Thometzek das folgende wohl etwas problematische Mittel an *): An der Stange *a*, Fig. 125, des Ventilsuchers wird ein cylindrischer Gusseisenblock aufgeschoben und an einem Hilfsseil befestigt, welches neben dem Seil des Ventilsuchers durch die Steigröhren aufwärts und oben über eine Rolle läuft. Nachdem der Ventilsucher den Haken am Ventilsitze gefasst hat und dessen Seil einigermassen angezogen wurde, lässt man durch rasches und kräftiges, von mehreren Arbeitern auszuführendes Anziehen am Hilfsseil den Cylinder mehrmals gegen eine oben an der Stange *a* befindliche Verstärkung anschlagen; in der Regel sollen dabei einige Schläge genügen, um den Sitz zu lockern.

Mitunter wird bei Hubpumpen das Saugventil mittelst des Gestänges selbst gehoben. **) Die Kolbenstange *a*, Fig. 130 und 131, ist unter den Kolben verlängert und mit zwei entgegengesetzt gekrümmten Haken verbunden, am Ventilschwert dagegen befindet sich oben ein Querstück *b* (vergl. Fig. 129). Oben, ausserhalb der Steigröhre, wird nun eine Gestängverbindung gelöst und das dadurch frei gewordene Gestänge so weit herabgelassen, bis beide Haken sich nach Fig. 130 seitwärts vom Ventilschwert stellen, sodann das Gestänge um 90° gedreht, so dass die Haken unter das Querstück gelangen und daher durch Aufwinden der Ventilsitz gehoben werden kann.

Bei grösserem Widerstand gegen das Aufziehen des Ventiles bediente man sich zu Marles ***) des durch Fig. 121 und 122 dargestellten Instrumentes in Form einer Gabel, deren Zacken wegen ihrer geringen Dicke federn. Dasselbe wird am unteren Ende des Pumpengestänges befestigt und auf einen Bügel, der am Ventilsitze befestigt ist, niedergelassen; bei weiterer Abwärtsbewegung öffnet sich die Gabel und lässt den Bügel eintreten, der beim folgenden Aufziehen von dem Haken *h* mitgenommen wird. Das Aufziehen erfolgt nach Fig. 138 durch 4 Schrauben, deren Muttern *m* auf zwei auf das oberste Steigrohr gelegten Holzstücken *h* ruhen, und deren mit Vorsprüngen versehene Köpfe gegen zwei Hölzer *g* drücken, welche durch zwei Schrauben fest an das Gestänge gepresst werden; um das Aufwärtsgleiten der Hölzer *g* noch besser zu verhüten, werden ober denselben noch die Beilagen *c* am Gestänge angenagelt. Durch gleichmässiges langsames Anziehen der 4 Schrauben wird der Ventilsitz gelockert und dann mittelst der Winde und des Gestänges herausgezogen.

Um ein rasches Anfassen und zugleich Lockern selbst des fest-

*) Zeitschrift deutscher Ing. 1862, 6. B., S. 396.
**) Preuss. Zeitschrift 1871, 19. B., S. 63.
***) Glépin, de l'établissement des puits de mines, Paris 1867, S. 34.

geklemmten Sitzes zu erreichen, verwendet man auch complicirtere Apparate. So wird die folgende Einrichtung angegeben.*) Durch die Mitte des Ventilsitzes ist eine Stange lose durchgesteckt und mit den längeren Armen zweier horizontaler Hebel verbunden, welche sich unter dem Ventilsitze befinden und mit demselben drehbar verbunden sind; die kurzen Hebelarme stemmen sich gegen einen ringsherumlaufenden Absatz an der Wand des Ventilkastens. Wird daher die erwähnte Stange, welche im Ventilsitze Spielraum zur Verticalverschiebung besitzt, aufwärts gezogen, so hebt sich der Sitz. Die Stange endigt nun in einen hohlen, oben offenen und auch seitwärts mit Oeffnungen versehenen Cylinder, in welchen der ähnlich zu Fig 113 geformte Ventilsucher eingelassen werden kann, der durch einen oben sich anschliessenden, aus Eisenstangen bestehenden Korb innerhalb des Steigrohrs centrisch geführt wird. Noch complicirter ist das zum Einlassen dienende Instrument.

Einfacher und nicht minder verlässlich erscheint der Apparat, welchen Fig. 119 im Querschnitt und Fig. 118 in der Ansicht zeigen, und welcher zum Ausheben des in Fig. 120 (S. 34) dargestellten Ventiles dient.**) An der Spindel dieses Ventiles ist oben der Conus *f* aufgeschraubt. Der Ventilsucher Fig. 118 und 119 besteht aus einem Hohlkegel *g*, an den sich oben ein Rahmen *k* mit zwei drehbar befestigten Haken *h* anschliesst, welche durch ihr Eigengewicht in Oeffnungen des Hohlkegels eintreten. Lässt man den Ventilsucher auf das Ventil herab, so werden die Haken *h* durch die Berührung mit dem Kegel *f* zuerst nach aussen gedreht und kehren sodann wieder in die Stellung Fig. 119 zurück, wobei sie den Conus *f* untergreifen, daher beim folgenden Anhub der ganze Ventilsitz Fig. 120 mit Ausnahme des Ringes *b* gehoben wird.

Der in Fig. 139 skizzirte Apparat***) endlich verfolgt den Zweck, dem Ventilsitze während des Ganges der Pumpe ohne Anwendung einer Belastung eine sichere Stellung zu ertheilen und doch dessen Aushebung zu ermöglichen. An einer durch den Steg des Sitzes gesteckten Stange sind dabei zwei Arme *a* befestigt, welche durch das zweitheilige Gelenk *b* in Verbindung stehen. Ansätze an *a* hindern die Drehung der Stangen *b* nach unten, welche ein Zusammentreten der Arme *a* zur Folge hätte. Die Arme *a* greifen unter den Vorsprung am Ventilkasten und erhalten dadurch den Sitz an seinem Orte. Wird jedoch mit dem Ventilsucher, einem Haken, das Gelenk *b* angehoben, so gelangt das Ganze in die punktirte Stellung und kann somit nebst dem Ventilsitze

*) Preuss. Zeitschr. 1876, 24. Bd., S. 189.

**) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1872, 2. Reihe, 1. Bd., S. 463.

***) Ponson, Supplement zum „Steinkohlenbergbau", Paris 1867, 2. Bd., S. 446.

aufgehoben werden. Eine ganz unverrückbare Befestigung ist dabei freilich nicht erzielbar.

Druckpumpen mit Mönchkolben.

Für die Hebung grosser Wassermengen auf bedeutende Höhen eignen sich nur die nun zu betrachtenden Druckpumpen mit Mönchkolben. Zum leichteren Verständnisse des Folgenden mag bemerkt werden, dass die zum Betrieb dienende Maschine entweder mit einer Schwungradwelle gekuppelt ist oder nicht, in welchem letzteren Falle das Gestänge direct oder durch einen Balancier mit dem Kolben der Kraftmaschine verbunden und gewöhnlich eine Einrichtung vorhanden ist, um nach jedem Hub einen Stillstand von beliebiger Dauer hervorzurufen und dadurch die Wasserhebung je nach den Zuflüssen zu reguliren.

Erscheinungen beim Gange einer Druckpumpe. Man denke sich den Cylinder und die Röhren der Pumpe Fig. 3 bis zum Niveau *ab* des Unterwassers herab mit Luft gefüllt und den Kolben in Bewegung gesetzt, so wirkt der Apparat zuerst als Luftpumpe; bei jedem Kolbenaufgang wird die Spannung im Cylinder und im Raume zwischen beiden Ventilen herabgesetzt, ein Theil der im Saugrohr befindlichen Luft angesaugt und beim folgenden Niedergange des Kolbens in das Steigrohr gedrückt. Das Wasser steigt also im Saugrohr nur allmälig an, und erst bis alle Luft ausgetrieben ist, saugt die Pumpe bei jedem Hub die normale Wassermenge an. Man soll daher den schädlichen, d. h. den Raum zwischen beiden Ventilen und das Volumen des Saugrohres möglichst klein halten. Der Einfluss des schädlichen Raumes wird ganz beseitigt, wenn man Vorrichtungen zur Füllung desselben und zum gleichzeitigen Auslassen der Luft anwendet.

Ist die Pumpe mit Wasser gefüllt, so wird beim Aufgange des Kolbens durch den atmosphärischen Druck das Wasser in den vom Kolben frei gemachten Raum getrieben. Der Bewegung der ober *ab* befindlichen Wassermenge wirken entgegen: der Druck einer Wassersäule, deren Höhe, die Saughöhe, dem Abstand der unteren Kolbenfläche von *ab* gleichkommt, dann die aus der Reibung, aus Krümmungen und aus Querschnittsänderungen des Wasserstromes namentlich bei dem Saugventil hervorgehenden Widerstände. Der resultirende Ueberdruck der Atmosphäre muss nun hinreichen, das Wasser im Saugrohr derart zu beschleunigen, dass es den freien Cylinderraum stets ausfüllt. Es soll mithin die grösste, bei der obersten Kolbenstellung eintretende Saughöhe hinreichend kleiner als die Druckhöhe einer Atmosphäre oder 10 Meter sein, sonst entsteht im Cylinder ein luftleerer Raum, es wird weniger

als die normale Wassermenge angesaugt; der Kolben findet beim folgenden Niedergange anfangs nur geringen Widerstand, der dann plötzlich bis auf die zur Hebung des Druckventiles nöthige Spannung anwächst und einen Stoss hervorruft. Arbeitet die zum Betrieb dienende Dampfmaschine mit Pausen, so erfolgt zu Ende des Hubes ein kleiner, ebenfalls mit einem Stosse endigender Rückgang des Gestänges, weil dieses vermöge seiner lebendigen Kraft so hoch aufsteigt, dass der Druck unter dem Dampfkolben kleiner wird, als es dem Gestänggewicht entspricht.

Aehnliche Erscheinungen würden auch eintreten, wenn der Abstand des Druckventils vom Saugwasserspiegel grösser wäre als die Druckhöhe einer Atmosphäre.

Ferner soll der Durchmesser der Saugröhren gross sein, damit sich das Wasser darin mit geringerer Geschwindigkeit bewegt, zu deren Erzeugung ein geringerer Druck hinreicht; und zwar müssen die Saugröhren um so weiter sein, je grösser die Saughöhe ist und je schneller die Pumpe geht.

Durch das Saugventil strömt so lange Wasser, als die Bewegung des Kolbens dauert. Das Saugventil kann sich daher zwar schon vor Ende des Hubes seinem Sitze nähern, der vollständige Schluss erfolgt aber stets später, als der Kolben die höchste Stellung erreicht. Während der Schliessung des Ventiles kann nun ein Theil des Wassers durch dasselbe zurückströmen und in Folge dessen der Kolbenniedergang beginnen; bei Maschinen mit rotirender Welle wird diese Bewegung durch die continuirlich fortlaufende Kurbel hervorgebracht, bei Dampfmaschinen ohne Welle entsteht sie dadurch, dass das Gestänge sich vermöge seiner lebendigen Kraft bis über seine Gleichgewichtslage hinaufbewegt hat. Im Momente des Abschlusses des Ventils wird die Rückströmung des Wassers und der Niedergang des Kolbens plötzlich gehemmt, was einen Stoss zur Folge hat.

Nun wird bei rotirender Maschine sofort, bei einer solchen ohne Welle nach Oeffnung des Austrittes für den expandirten Dampf (des Kraftwassers bei einer Wassersäulenmaschine) der Druck unter dem Pumpenkolben auf die zur Hebung des Druckventiles erforderliche Höhe gesteigert; im Augenblick, wo dieses Ventil sich wirklich öffnet, findet eine plötzliche Ausgleichung der ober und unter demselben vorhandenen Spannung statt, welche wieder einen Stoss hervorruft. Daher soll das Saugventil sich rasch schliessen, das Druckventil sich leicht öffnen.

Beim Kolben-Niedergange ist die ganze in den Steigröhren befindliche Wassermasse in Bewegung und kommt besonders dann erst

später als der Kolben zur Ruhe, wenn das Gestänge rasch verzögert wird, wie bei Dampfmaschinen ohne Schwungrad, wo nur die Compression der geringen, im schädlichen Raum vorhandenen Dampfmenge den Hub begrenzt. Bei grosser mittlerer Kolbengeschwindigkeit wird in diesem Falle zu Ende des Niederganges das Saugventil plötzlich aufgerissen und strömt Wasser aus dem Saugrohr durch beide Ventile direct in das Steigrohr. Dadurch erklärt sich die Erscheinung, dass Pumpen bei raschem Gange mehr Wasser geben, als dem Volumen des Kolbenlaufes entspricht.

Während das Druckventil sich schliesst, kann ein Theil des Wassers aus dem Steigrohr durch dasselbe zurücktreten, namentlich wenn die Maschine ohne Pausen arbeitet, also der sofort wieder aufsteigende Kolben einen Raum für das Wasser frei macht, ferner, wenn in oben angegebener Art das Saugventil aufgerissen wurde. Das Wasser im Steigrohr nimmt dann eine rückgängige Bewegung an, welche im Momente, wo das Druckventil, eventuell beide Ventile ihren Sitz erreichen, plötzlich gehemmt wird, was abermals einen Stoss zur Folge hat. Daher soll sich auch das Druckventil rasch schliessen und sind weite Steigröhren vortheilhaft, weil das Wasser darin nach S. 7 eine kleinere lebendige Kraft annimmt.

Auch wäre es unvortheilhaft, die Kolbengeschwindigkeit absichtlich so hoch zu steigern, dass das Saugventil zu Ende des Niederganges aufgerissen wird; denn wenn auch die Leistung der Pumpe dadurch erhöht ist, so treten um so heftigere und gefährlichere Stösse als Folge eines solchen forcirten Ganges auf.

Das Wasser enthält stets eine gewisse Menge Luft, welche sich bei der geringen, während des Kolbenaufganges vorhandenen Spannung daraus entbindet. Desgleichen dringt durch die Stopfbüchse und durch undichte Flantschenverbindungen Luft ein, endlich durch das Saugrohr, wenn dessen Mündung nicht vollständig unter Wasser taucht. Es ist nun klar, dass das Vorhandensein verdünnter Luft in der Pumpe zu Ende des Kolbenaufganges ähnliche Nachtheile zur Folge haben müsse, wie ein luftleerer Raum. Ferner wird die Luft zu Anfang des Niederganges stark comprimirt, folglich das Wasser in den Steigröhren, nachdem durch Oeffnung des Druckventiles der Widerstand plötzlich abgenommen hat, stärker beschleunigt, als es der Kolbenbewegung entspricht, danach wieder verzögert u. s. w. Es entstehen daher Schwankungen, welche noch durch die in das Steigrohr selbst gelangenden, beim Aufsteigen sich immer mehr ausdehnenden Luftquantitäten verstärkt werden. Der Ausspruch ist daher gerechtfertigt, dass die Luft der grösste Feind der Pumpen sei; es ergibt sich daraus die Nothwendigkeit, durch ent-

sprechende Apparate oder geeignete Anordnung der Pumpe selbst dafür zu sorgen, dass jede Ansammlung von Luft vermieden werde.

Berechnung. Die Saughöhe der Pumpen darf aus früher angeführtem Grunde nicht mehr als 7 bis 8 Meter betragen; man kann übrigens die Druckpumpen meist so aufstellen, dass der obige Werth nicht erreicht wird.

Die gesammte Förderhöhe, d. i. der Höhenunterschied zwischen dem Spiegel des anzusaugenden Wassers und dem Ausgusse der Steigröhren soll nicht zu gross sein, weil sonst die hydraulischen Stösse beim Hubwechsel zu stark werden, die Röhren und Gehäuse eine zu grosse Wanddicke erfordern, die Flantschen zu schwer zu dichten sind. Je grösser anderseits die Druckhöhe, desto weniger aufeinanderfolgende Pumpen sind bei tieferen Schächten nothwendig, daher die Anlagekosten geringer, der Effect grösser, die Störungen wegen der kleineren Zahl Ventile und sonstiger bewegter Theile seltener werden. Der Abstand der Pumpen, d. h. die Förderhöhe soll daher so gross sein, als bei gutem Gange möglich ist. Man findet dieselbe gewöhnlich nicht über 80 bis 120^m, ausnahmsweise bis 230^m gesteigert; über 140^m sollte man nur gehen, wenn Localverhältnisse dringend dazu nöthigen.

Um den Querschnitt A des Mönchkolbens und die Zahl n doppelter Kolbenläufe oder Cylinderfüllungen zu berechnen, seien m die pr. Secunde zu liefernde Wassermenge, s der Kolbenlauf, v die mittlere Kolbengeschwindigkeit und φ das Verhältniss zwischen der wirklich gehobenen Wassermenge und dem vom Kolben durchlaufenen Raum; es ist dann

$$m = \frac{\varphi n A s}{60},$$

$$A = \frac{60 m}{\varphi n s}.$$

Die Pumpe ist auf die grösste zu erwartende Wassermenge m zu berechnen, bei welcher man dieselbe, um die Kolbengeschwindigkeit nicht zu hoch steigern zu müssen, ununterbrochen arbeiten lässt, wenn auch die Kraftmaschine Pausen zu erzielen gestattet; man hat daher

$$v = \frac{n \cdot 2s}{60},$$

(29) $n = 30 \frac{v}{s}$

zu setzen. Dieser Werth gibt, oben substituirt,

(30) $A = \frac{2m}{\varphi v}$.

Aus (30) berechnet man die Kolbenfläche A, aus (29) die Zahl n doppelter Kolbenläufe pr. Minute, wobei m gegeben ist, φ, v und s zu wählen sind.

Kolbengeschwindigkeit. Ist diese gross, so wird nach (30) der Kolben-, daher auch der Cylinderquerschnitt gering. Allein bei grösserer Saughöhe folgt dann das Wasser nicht mehr dem aufsteigenden Kolben, beim Niedergange ist die Gestängmasse schwerer zu hemmen, es ergeben sich heftige Stösse und Brüche. Bei grossem Hub kann auch die Kolbengeschwindigkeit grösser sein, weil die Beschleunigung und Verzögerung der Massen auf einem längeren Weg, daher allmäliger stattfindet.

Bei Anwendung rotirender Dampfmaschinen findet man v gleich 0·3 bis 0·8^{m}, und zwar unabhängig von der Hubhöhe, weil bei dieser Bewegungsart stets eine allmälige Beschleunigung und Verzögerung eintritt.

Bei Dampfmaschinen ohne Rotationsbewegung wird in der Regel die Geschwindigkeit beim Aufgang grösser als beim Niedergang, etwa im Verhältniss von 1 : 2 genommen; bezeichnet v_a die erstere und v_n die letztere Geschwindigkeit, so findet man bei einem Hub von 2 bis 4 Metern

$$v_n = 0{\cdot}4 \text{ bis } 0{\cdot}7 \text{ Meter;}$$

für die Aufgangsgeschwindigkeit v_a sieht man 1·3^{m} als den grössten bei 3·5 bis 4^{m} Hub zulässigen Werth an. Hierbei ist vorausgesetzt, dass die Saughöhe der Pumpen 4 bis 5^{m} nicht übersteige; bei 6 bis 8^{m} Saughöhe ist nicht mehr als 0·5 bis 0·4^{m} Aufgangsgeschwindigkeit räthlich.

Die mittlere Geschwindigkeit ist nun nicht das arithmetische Mittel von v_a und v_n, sondern, da die Dauer des Aufganges $\frac{s}{v_a}$, die des Niederganges $\frac{s}{v_n}$ Sec. ist, ergibt sich

$$v = \frac{2s}{\frac{s}{v_a} + \frac{s}{v_n}} = \frac{2 v_a v_n}{v_a + v_n},$$

welcher Werth bei der Berechnung von Pumpen mit verschiedener Auf- und Niedergangsgeschwindigkeit in (29) und (30) einzuführen ist.

Querschnitt der Röhren. Dieser wird so gross genommen, dass das Wasser sich mit nicht mehr als 1^{m} Kolbengeschwindigkeit bewegt. In der Regel ist es empfehlenswerth, und bei grösserer Saughöhe und Geschwindigkeit nothwendig, den Querschnitt der Saugröhren und der freien Saugventilöffnung nicht kleiner als den des Kolbens zu machen. Nur bei geringer Kolbengeschwindigkeit, und wenn keine Vorrichtung zum Füllen des Saugrohres vorhanden ist, kann man diesen Querschnitt

etwa auf die Hälfte von dem des Kolbens reduciren, um den schädlichen Raum zu vermindern und beim Anlassen der Pumpe rascher Wasser zu bekommen. Bei kleiner Saughöhe ist das Gleiche zulässig.

Bei einer Niedergangsgeschwindigkeit von mehr als 0·4 Meter pflegt man auch den Durchmesser der Steigröhren gleich dem des Mönchkolbens zu nehmen.

Leistung der Pumpe. Der Coëfficient φ für die gelieferte Wassermenge hängt vorzüglich vom guten Spiel der Ventile ab, nimmt erfahrungsmässig mit v zu und kann selbst über 1 steigen (S. 58); bei langsamer gehenden Pumpen wird derselbe bei grösserer Hubzahl kleiner, wegen der Verluste beim Hubwechsel. Gewöhnlich schwankt φ zwischen 0·9 und 1; man kann im Mittel

$$\varphi = 0{\cdot}95$$

setzen, indem ein aus dieser Annahme resultirender Fehler durch etwas grössere oder kleinere Kolbengeschwindigkeit beim Betrieb ausgeglichen wird.

Kolbenhub. Eine grosse Länge s des Kolbenlaufes ist für den Effect vortheilhaft, weil dabei nach (29) die Anzahl der Hubwechsel und der dabei eintretenden Verluste kleiner wird; dagegen wachsen mit s die Länge des Pumpencylinders und einige Dimensionen der Kraftmaschine. Wird das Gestänge durch eine rotirende Welle getrieben, so nimmt man s meist nicht grösser als 1 bis 2 Meter, weil sonst der Mechanismus zur Umsetzung der drehenden in die auf- und niedergehende Bewegung zu schwer herzustellen ist. Erfolgt der Betrieb der Gestänge durch einen Balancier, so wird dieser bei grossem Hub sehr schwer und kostspielig. Bei directwirkender Maschine hingegen ist die Hubhöhe nur durch die grösseren Kosten, die schwierigere Herstellung und Befestigung des Pumpen- und Kraftmaschinencylinders begrenzt. In letzterer Hinsicht ist bei grösserem Durchmesser ein grösserer Hub zulässig, wobei, wie früher bemerkt, auch die Kolbengeschwindigkeit grösser sein kann. Man findet

bei 0·2	bis $0{\cdot}3^m$	Kolbendurchmesser	$s = 2^m$,	
„ 0·3	„ $0{\cdot}55^m$	„	$s = 2—3^m$,	
„ 0·55	„ $1{\cdot}0^m$	„	$s = 3—4^m$.	

Diese Angaben können jedoch dann nicht eingehalten werden, wenn an einem und demselben Gestänge mehrere Pumpen von verschiedenem Durchmesser angehängt sind, weil diese sämmtlich gleichen Hub erhalten; man kann dann für s einen Mittelwerth nehmen, bei dessen Wahl man sich zweckmässig mehr nach den grösseren Pumpen richtet. Nur soll

wegen der Herstellung der Hub nirgends zu gross gegen den Durchmesser ausfallen.

Betriebskraft. Ist H die Förderhöhe, so ergibt sich der zum Betrieb der Pumpe nothwendige reine Effect der Kraftmaschine

$$E = \frac{1000\, m\, H}{75\, \varepsilon} \text{ Pferdekr.,}$$

wobei ε den Wirkungsgrad der Pumpe bedeutet. Dieser kann für sorgfältig ausgeführte Pumpen gleich 0·8 gesetzt werden; hiermit folgt

$$(31) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad E = \frac{100}{6}\, m\, H \text{ Pferdekr.}$$

Ist h die mittlere Saughöhe oder der mittlere Abstand der unteren Kolbenfläche vom Unterwasserspiegel, so ergibt sich der mittlere Widerstand beim Kolbenaufgange

$$(32) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad w_a = 1000\, A h \text{ Kil.,}$$

beim Niedergange

$$(33) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad w_n = 1000\, A (H - h) \text{ Kil.;}$$

da H gegen h stets gross ist, wird der Widerstand beim Niedergange stets erheblich grösser als beim Aufgange.

Ausgeführte Dimensionen, Beispiele für die Berechnung. Als grösste praktisch noch zweckmässige Dimensionen können 1^m Durchmesser und 4^m Hub angesehen werden, obschon letztere Grösse in der Ausführung bis auf $4{\cdot}5^m$ steigt.

Die Grenze für Druckhöhe und Durchmesser wird in der Praxis auch dahin festgesetzt, dass bei gleichem Durchmesser des Mönchkolbens und der Steigröhren die in letzteren enthaltene Wassermasse nicht mehr als 50000 Kil. schwer sein solle; dies gibt z. B. bei 100^m Förderhöhe einen Steigröhren- und Kolbenquerschnitt

$$A = \frac{50000}{1000 \, . \, 100} = 0{\cdot}5 \text{ Quadratmeter;}$$

der entsprechende Durchmesser wäre 0·8 Meter.

Beispiele. 1) Es seien 1·2 Cubikmeter Wasser pr. Minute oder $m = 0{\cdot}02$ Cubikmeter pr. Secunde über eine Gesammthöhe $H = 60^m$ mittelst einer directwirkenden Dampfmaschine zu heben.

Nimmt man $v_n = 0{\cdot}3^m$ und $v_a = 0{\cdot}6^m$, so wird

$$v = \frac{2 \, . \, 0{\cdot}6 \, . \, 0{\cdot}3}{0{\cdot}6 + 0{\cdot}3} = 0{\cdot}4^m;$$

sei ferner $\varphi = 0{\cdot}95$, so erhält man aus (30) die Kolbenfläche

$$A = 0{\cdot}1053 \text{ Quadratmeter,}$$

den zugehörigen Durchmesser gleich 0·37 Meter, die genaue Kolbenfläche $A = 0·1075$. Für einen Hub $s = 2·2$ Meter wird nach (29) die Hubzahl

$$n = 5·45.$$

Die Betriebskraft ergibt sich nach (31) $E = 20$ Pferdekräfte.

Sei die Saughöhe h gleich $1·9^{m}$, so ergeben sich der Widerstand beim Auf- und Niedergange rund

$$w_a = 1000 \,.\, 0·1075 \,.\, 1·9 = 200,\quad w_n = 6240 \text{ Kil.}$$

2) Es seien $m = 0·3$ Cubikmeter pr. Secunde über 80^{m} Gesammthöhe zu heben, die Saughöhe sei gleich Null. Nimmt man unter Voraussetzung einer dem Kolbendurchmesser gleichen Weite der Saug- und Steigröhren $v_a = 1·3$, $v_n = 0·65^{m}$, so wird

$$v = 0·867^{m},$$

$$A = 0·729 \text{ Quadratmeter},$$

der Durchmesser des Pumpenkolbens gleich 0·97 Meter und dabei der genaue Querschnitt gleich 0·739 Quadratmeter. Bei $s = 4^{m}$ Hub ergibt sich die Hubzahl $n = 6·5$ und es wird nach (31) die Betriebskraft $E = 400$ Pferdekraft.

Mönchkolben. Der Mönchkolben (Plunger- oder Taucherkolben) wird aus Gusseisen, bei mehr als 10 Centimeter Durchmesser hohl gefertigt und glatt abgedreht. Der Durchmesser wurde oben berechnet, die Länge muss so gross sein, dass bei der höchsten und niedrigsten vorkommenden Stellung des Gestänges die Stopfbüchse vom abgedrehten Theil des Kolbens noch ganz ausgefüllt ist. Die Wandstärke wird ebenso gross oder bis um $^1/_4$ kleiner als die des Pumpencylinders genommen.

Um beim Guss den Kern für die Höhlung des Mönchkolbens befestigen zu können, lässt man letzteren mindestens an einer, und zwar an der oberen Seite offen, weil sich sonst beim Betrieb der Pumpe Luft in der Höhlung ansammeln würde. Der Guss erfolgt stehend, mit der unteren Kolbenfläche nach oben gekehrt; letztere wird nach Fig. 156 eben, nach Fig. 155 und 154 auch kugel- oder kegelförmig gestaltet, um den Stoss des Kolbens gegen das bei raschem Aufgang etwa zurückgebliebene Wasser zu mildern. Der Boden erhält eine grössere Stärke, damit sich dort die im Eisen enthaltenen Unreinigkeiten sammeln.

Am besten fällt der Guss aus, wenn man, wie es meistens üblich ist, den Mönchkolben an beiden Enden offen herstellt. Es ist in diesem Falle ein Verschluss nothwendig, der meistens nicht nur am unteren, sondern auch am oberen Ende angebracht wird, um das Durchströmen von Wasser möglichst zu erschweren.

Am oberen Ende wird der wasserdichte Schluss durch die zur Verbindung mit dem Gestänge dienenden Theile erzielt; gewöhnlich erhält der Kolben verrippte Flantschen a, Fig. 137, welche mit einem am Gestänge festen Rahmen verschraubt werden. Das Nähere über

solche Verbindungen, welche sich namentlich bei Eisengestängen anders gestalten, folgt im Abschnitt II; hier sei nur bemerkt, dass es zweckmässig ist, den Flantschen einen kleinen Durchmesser zu geben, daher den Kolben oben zusammenzuziehen, wie Fig. 148 andeutet; im zugehörigen Grundrisse Fig. 149 erscheinen die zur Verstärkung der Flantschen dienenden Rippen durchschnitten. Eine andere ebenfalls gebräuchliche Form mit conischer Verjüngung zeigt Fig. 135.

Der untere Verschluss erfolgt am besten nach Fig. 137 durch eine starke, am Umfang etwas conische Platte *b*, welche in die entsprechend geformte Oeffnung des Kolbens eingekittet wird und an einer inneren Flantsche anliegt. Aehnliche Verschlüsse zeigen Fig. 152 und 150; in Fig. 153 ist der Boden mit zwischengelegtem Dichtungsmaterial festgeschraubt. Nach Fig. 136 ist der Deckel *a* an eine nach innen vorspringende Flantsche des Mönchkolbens angelegt und durch zwei Schrauben befestigt, welche durch die Schmiedeisenschiene *b* gesteckt sind. Diese greift in Vertiefungen der Flantsche. Die Berührungsflächen sind abgedreht und mit Mennigkitt bestrichen.

Weniger empfehlenswerth, zum mindesten bei grösserem Durchmesser, scheint es, den Kolben nach Fig. 151*) nur durch einen Holzpfropf abzuschliessen.

Pumpencylinder. Dieser kann innen ohne Appretur verbleiben und ist dabei um so besser gegen den Angriff durch corrosive Wässer geschützt. Seine innere Weite soll daher um 2 bis 3 Cm. grösser als der Durchmesser des Mönchkolbens sein, so dass ringsum ein Spielraum von 1 bis 1·5 Cm. bleibt und das Anstreifen des Kolbens vermieden ist. Mündet das Gurgelrohr *n*, Fig. 3, nicht am unteren Ende, sondern weiter oben in den Cylinder, so ist zu berücksichtigen, dass bei den tieferen Kolbenstellungen das ein- und ausströmende Wasser sich durch den ringförmigen Raum zwischen Kolben und Cylinder bewegen muss; soll dessen Geschwindigkeit dabei nicht grösser sein als die des Kolbens, so muss die Weite des Cylinders vom Gurgelrohr abwärts $\sqrt{2}$ oder 1·4mal so gross sein als der Kolbendurchmesser.

Die Länge des Cylinders ist so gross zu nehmen, dass unter der gewöhnlichen tiefsten Kolbenstellung ein hinreichender Spielraum frei bleibt, so dass bei Ueberschreitung des normalen Niederganges die Fangvorrichtungen (s. Gestänge) sich eher aufsetzen, als der Kolben den Boden des Cylinders erreicht.

Die Wanddicke *e* des Pumpencylinders, als eines wichtigen Bestandtheiles, ist grösser zu nehmen als nach den für Röhren gegebenen For-

*) Bull. de la soc. de l'industrie minérale 1858, 4. Bd., S. 454.

meln. Für $d = 0{\cdot}15$ bis 1^m Cylinderdurchmesser und einen Druck bis $n = 12$ Atm. kann man je nach der Qualität des Gusseisens

$$(34) \quad . \quad . \quad e = 0{\cdot}004\,nd + 0{\cdot}02 \text{ bis } 0{\cdot}005\,nd + 0{\cdot}02 \text{ Meter}$$

nehmen, wobei der Asmosphärendruck n nicht kleiner als 6 zu setzen und das bei Bestimmung der Wandstärke der Röhren S. 7 Gesagte zu beachten ist.

Bei grösserem Durchmesser erhält der Cylinder in Abständen, welche ungefähr seiner Weite gleichkommen, Rippen von der Form Fig. 132, 133 oder 134. Die Flantschen des Cylinders und deren Dichtungen sind wie bei Pumpenröhren auszuführen. Zuweilen wird der Pumpencylinder aus mehreren Stücken zusammengesetzt.

Gurgelrohr. In den Cylinder mündet an entsprechender Stelle das Gurgelrohr, welches denselben mit dem Saugventilkasten oder mit dem beide Ventilkästen verbindenden Rohr in Communication setzt. Der Querschnitt des Gurgelrohres ist dem der Saugröhren gleich zu setzen und wird rund oder rechteckig geformt; im letzteren Falle ergibt sich seine Höhe h kleiner, und lässt sich auch die des Ventilkastens unter Umständen reduciren. Die Breite des Gurgelrohr-Querschnittes kann nämlich dem kleineren von den Durchmessern der beiden anstossenden Theile d_1 gleich genommen werden; ist also d der Durchmesser der Saugröhren, so hat man

$$h d_1 = \frac{d^2 \pi}{4},$$

$$h = 0{\cdot}785 \frac{d^2}{d_1}.$$

Da $d_1 \overline{>} d$ ist, wird $h < d$. Nur bei längerem Gurgelrohr ist wegen grösserer Festigkeit ein runder Querschnitt desselben dem rechteckigen vorzuziehen.

Je nach Anordnung der Pumpe kommen auch zwei Gurgelrohre vor, durch deren eines das Wasser einströmt, während es durch das andere austritt.

Grundplatte. Besteht der Cylinder aus mehreren Stücken, so wird zuweilen das unterste, mit einem Boden versehene Stück unmittelbar auf das Fundament gestellt; sonst aber legt man eine besondere Fundamentplatte, welche zugleich die Ventilkästen und Steigröhren stützt und mit ringförmigen Aufsätzen in die darauf stehenden Röhren eingreift. Die Grundplatte ist etwas dicker zu nehmen als die Flantsche des Pumpencylinders, und wenn sie zum Theil freiliegt, durch Rippen zu verstärken.

Die Breite kann an den Stellen, wo keine Flantschen aufliegen, kleiner als der Durchmesser der letzteren genommen werden.

Bei einem Holzfundament werden die Befestigungsschrauben zuweilen durch Vorsprünge der Grundplatte und durch an der Unterseite der Träger liegende Gegenplatten gesteckt, so dass das Holz nicht durchbohrt werden muss; auch bringt man unten an der Grundplatte vorspringende Nasen an, welche den Träger zwischen sich fassen.

Mitunter kommen gar keine Befestigungsschrauben zur Anwendung; dies ist aber nur bei sehr breiter Basis und grossem Gewicht der Pumpe nebst Steigröhren, grossem Wasserdruck und nicht zu hohem Hub räthlich, da durch Verdrehung, Biegung oder einen Bruch der Gestänge eine Seitenverschiebung eintreten kann. Pumpen mit geringem Durchmesser und grossem Hub sollen jedenfalls mit dem Fundament verschraubt werden.

Ist die Belastung sehr bedeutend, so wendet man Rahmen aus zwei durch Rippen verbundenen horizontalen Platten, am besten Untersätze von einiger Höhe an, welche zugleich einen Theil der Pumpengehäuse ersetzen.

Eine besondere Form der Grundplatte zeigen Fig. 140 und 141 *); dieselbe ist mit einem ausgerundeten Aufsatze versehen und mit Rippen zwischen den Tragbalken *a* eingelassen; die Köpfe der Befestigungsschrauben stützen sich auf Gegenplatten *b*. Dabei können ausser den vier Eckschrauben auch noch mittlere *c*, Fig. 141, angebracht werden, ohne die Grundplatte zu vergrössern.

Fig. 142 **) zeigt den Untersatz *u* eines Pumpencylinders *c*, in welchem, wie es öfters vorkommt, ein hölzerner Prellklotz *k* eingesetzt ist, um beim Niedergange den Kolben aufzuhalten, wenn dessen Lauf durch die Kraftmaschine nicht rechtzeitig begrenzt wurde; für diesen Zweck reichen indessen die Fangvorrichtungen der Gestänge aus.

Eigenthümliche Construction zeigt der in Fig. 214 ersichtliche Untersatz einer Druckpumpe auf der Abendsterngrube bei Rosdzin in Oberschlesien.***) Derselbe ist ein hohles Gussstück mit seitlicher Oeffnung *a* für den Anschluss des Saugrohres und zwei oben angesetzten Rohrstutzen, welche zur Befestigung des Ventilkastens und des unten geschlossenen Pumpencylinders dienen.

Aehnliche Untersätze von geringerer Länge hat man auch in Anwendung, um den Pumpencylinder oder die Steigröhren allein auf zwei

*) Erfahrungen 1864, Taf. 1.

**) Preuss. Zeitschrift 1854, 1. Bd., S. 195.

***) Preuss. Zeitschrift 1871, 19. Bd., S. 62.

quer darunter liegenden Trägern zu fundiren, so z. B. bei der Pumpe des Tiefbauschachtes der Grube Ferdinand bei Kattowitz.*)

Stopfbüchse. Ein wichtiger Theil des Pumpencylinders ist die am obern Theil desselben befindliche Stopfbüchse. Wegen leichterer Ausführung der nothwendigen Appreturen wird dieselbe meist an einem besonderen, am Cylinder festgeschraubten Stopfbüchsenaufsatze angebracht. Man verwendet meist Leder- oder Hanfpackung.

Eine Stopfbüchse mit Hanfdichtung zeigt Fig. 143 im Verticalschnitt. Die Einrichtung derselben unterscheidet sich nicht von der bei Kolbenstangen gebräuchlichen. Der Hanf wird in Zöpfe geflochten, mit einem flüssigen Gemenge von Oel und Unschlitt getränkt, in dem Raum zwischen Mönchkolben und Stopfbüchsentopf auf einen Messingring gelegt und durch Anziehen der Schrauben des Stopfbüchsendeckels so weit zusammengepresst, dass wenig oder kein Wasser durchdringen kann. Die Abschrägung der Flächen, welche die Packung oben und unten berühren, begünstigt deren Andrücken an den Kolben. Der Stopfbüchsendeckel ist häufig mit einem auswechselbaren eingekitteten Messingfutter versehen, das nach Fig. 147 auch conisch geformt wird. Der Becher Fig. 143 an der Oberseite des Stopfbüchsendeckels nimmt das als Schmiere dienende Oel auf, sowie das Wasser, welches beim Niedergang etwa durch die Dichtung dringt und beim Aufgang nebst dem Oel theilweise wieder eingesaugt wird; dadurch ist auch dem Ansaugen von Luft vorgebeugt. Das Einziehen des Oeles in die Stopfbüchse ist durch die Adhäsion oder Capillarwirkung erleichtert. Der Hahn h, welcher in einer Verstärkung der Cylinderflantsche eingeschraubt ist, dient zur Entfernung der im Cylinder angesammelten Luft. Die Dicke der Packung kann gleich $^2/_3$ der nach (34) bestimmten Wandstärke e des Cylinders gesetzt werden, bei Anwendung eines Messingfutters im Stopfbüchsendeckel nicht kleiner als 2 bis 2·5 Centimeter; die sonstigen Dimensionen sind in Fig. 143 eingetragen. Die Zahl der Deckelschrauben nehme man gleich

$$2 + 14\,d,$$

unter d den Kolbendurchmesser in Metern verstanden. Für diese Schrauben werden an Deckel und Topf mitunter nur Ohrflantschen, d. h. einzelne vorspringende Lappen angebracht, so dass der Deckel bei 2, 3 und 4 Schrauben im Grundrisse die Form einer Ellipse, eines Dreiecks und eines Quadrates erhält; bei mehr als 4 Schrauben macht man gewöhnliche rund herum laufende Flantschen.

Fig. 162 zeigt eine unmittelbar am Obertheil des Pumpencylinders angebrachte Stopfbüchse. Der Deckel besitzt kein Messingfutter und

*) Hörmann, Wasserhebmaschinen, Berlin 1874, S. 82.

lässt gegen den Mönchkolben einen Spielraum, um die Abreibung des letzteren zu verhüten. Die breiten Flantschen des Topfes dienen zur Befestigung eines Einsatzes für einen kleineren Mönchkolben (s. Betrieb der Pumpen, Pumpen für verschiedene Wassermengen).

Eine Stopfbüchse mit Lederdichtung zeigt Fig. 144. Der Lederstulp hat den Querschnitt eines umgekehrten U, wird durch einen aufgeschraubten Deckel festgehalten, und seine Höhlung communicirt durch feine Bohrungen mit dem Innern des Pumpencylinders, so dass der Stulp vom Wasserdruck an den Kolben gepresst wird. Die Anfertigung geschieht folgendermassen. Man schneidet aus dickem Leder eine ringförmige Scheibe, erweicht diese gehörig in lauem Wasser, legt sie auf einen oben abgerundeten Hohlcylinder, treibt in letzteren eine Holzscheibe vom Durchmesser des Kolbens und aussen einen Eisenring auf. Das Ganze bleibt in dieser Stellung bis zum Trocknen des Leders, welches nachher seine Form behält, beschnitten und mit Fett getränkt wird. Man verwendet auch besondere kleine Pressen zur Herstellung.

Das Einsetzen eines Metallringes in die Höhlung des Stulpes, um dessen Deformirung beim Gange der Pumpe zu vermeiden, erweist sich als überflüssig. Den Stulp in eine ausgedrehte Nuth der inneren Cylinderwand zu legen, ist nicht zweckmässig, weil derselbe vor dem Einbringen zusammengefaltet werden muss und dabei seine gute Form verliert. Statt mit Fett wird das Leder auch mit Holztheer getränkt (s. Kolben der Hubpumpen). Eine andere Lederstopfbüchse, bei welcher der Stulp den Querschnitt eines Winkeleisens besitzt und zugleich die Dichtung zwischen Stopfbüchsendeckel und Cylinder vermittelt, zeigt Fig. 145.

Bei den Mönchkolben mehrerer Pumpen zu Přibram wurde eine doppelte Stulpliederung, Fig. 146, angewendet*) und dabei zwischen den zwei Stulpen ein Messingring eingelegt.

In Přibram hat sich die doppelte Stulpliederung gut bewährt, in Schemnitz hat man die Leder- durchgehends durch Hanfliederung ersetzt. Letztere zeigt den Vortheil, dass sie nach Hebung des Stopfbüchsendeckels leicht und rasch ausgewechselt werden kann.

Kautschukringe als Packung der Stopfbüchsen sind seltener im Gebrauch. Von Gromberger wurden Sägespäne zum gleichen Zweck angewendet und sollen gut entsprochen haben.**)

Neuerer Zeit wurde auf der Grube Dechen bei Saarbrücken eine Liederung aus cylindrischen Ringen von Hanfgewebe, welches mit

*) Erfahrungen 1862, S. 5.

**) Gewerbevereinsblatt der Provinz Preussen 1853, S. 229.

dem Schmiermaterial ganz durchtränkt ist, zur Zufriedenheit verwendet.*)

Ventile. Bei Druckpumpen findet man meist Klappenventile, aus Blech und Leder gefertigt, bei grossen Dimensionen mehrtheilig, mit radialen oder am Umfange befindlichen Drehungsaxen, von welchen erstere vorzuziehen sind, dann Tellerventile. Für grosse Kolbengeschwindigkeit eignen sich Doppelsitzventile, doch nur bei reinem Wasser, und als Saugventile nur für geringe Saughöhen.

Steig- und Saugröhren der Druckpumpen.

Steigröhren. Ueber den Querschnitt derselben s. S. 60. Die Steigröhrentour wird zur Sicherung gegen Seitenschwankungen in Abständen von 5 bis 15 Metern, welche Entfernung man durch die Länge der Röhren theilbar und mit deren Durchmesser steigend annehmen kann, gestützt. Dazu dienen, wie der Grundriss Fig. 165 andeutet, zwei Einstriche *a* und zwei darauf befestigte, rund ausgeschnittene Hölzer *b*. Soll die betreffende Röhre entfernt werden können, ohne die Einstriche zu bewegen, so muss die Entfernung der letzteren etwas grösser sein als der Flantschendurchmesser. Bei grossen Dimensionen der Röhren kann man statt ausgeschnittener Hölzer *b* einen viereckigen Rahmen auf die Einstriche *a* legen und festschrauben. Es ist zweckmässig, die Lager nahe unter den Rohrflantschen anzubringen, damit man durch Unterkeilen die Röhrentour heben kann, falls ein tiefer gelegenes Rohr auszuwechseln oder die Dichtung zu erneuern ist. Die Einstriche müssen dann stark genug sein, um die zu hebende Röhrentour zu tragen.

Eine andere Einrichtung zeigt Fig. 157; die Röhre wird dabei durch eine in Schraubenbolzen endigende, gebogene Eisenstange am Einstrich *a* festgehalten.

Compensationen. In gewissen Abständen pflegt man die beschriebenen Stützen durch Compensationen Fig. 163 und 164 zu ersetzen. Das obere Ende eines Rohres *a* wird mit einer Stopfbüchse versehen, in welche das abgedrehte Ende des nächst höheren Rohres *b* taucht; die Rohre *b* ruhen mittelst angegossener Lappen *p* auf Einstrichen *e*, welche das Gewicht der Röhrentour bis zur nächst höheren Compensation tragen müssen. Durch diese Einrichtung werden folgende Vortheile erreicht. Die Röhrentour ist an mehreren Punkten aufgelagert und belastet weniger die unteren Theile; jede Stütze fängt einen bestimmten, bekannten Theil des Gewichtes auf, was bei fester Verbindung der Röhren *b* und *a* nicht

*) Preuss. Zeitschrift 1877, 25. Bd., S. 248.

genau zu erreichen wäre; die Röhren können sich bei Längenänderungen durch Temperaturwechsel frei verschieben; endlich ist die Hebung der Röhren behufs deren Auswechslung erleichtert. Fehlerhaft wäre es, dem Rohre *a* statt *b*, Fig. 163, eine feste Unterlage zu geben; es würde dann die abwärts folgende Röhrentour an *a* hängen, deren Gewicht also die Flantschen auseinanderziehen und die Dichtung beeinträchtigen.

Um die Röhren bequemer als durch Unterkeilen heben zu können, steckt man Schraubenbolzen von unten durch die entsprechend starke Flantsche *f*, Fig. 163, und weiter durch die an das Rohr *b* angegossene Lagerplatte und versieht dieselben oben mit Muttern, durch deren Anziehen die Röhren gehoben werden; nur hängen letztere dabei wieder an den erwähnten Bolzen, allerdings blos für die Dauer der Reparatur, wo sich kein Wasser in den Röhren befindet.

Bei schmiedeisernen Röhren werden die Compensationen ebenso gefertigt; an *b* schliesst sich oben und an *a* unten das folgende Blechrohr an.

Die Stärke der Einstriche und Stützplatten ist nach dem Gewicht der darauf lastenden Röhren-Abtheilung zu berechnen. Der Auftrieb am untern Rande des eingetauchten Rohres *b* wird bei jeder Abtheilung durch den Gegendruck auf den inneren Absatz des obersten Rohres *a* zum Theil aufgehoben und entspricht daher nur einer Wassersäule von der Höhe gleich dem Abstande der Compensationen; derselbe ist bei Berechnung der Stärke der tragenden Theile nicht zu berücksichtigen, weil diese auch für die leere Röhrentour fest genug sein müssen. Anderseits dürfen die Verbindungsschrauben *s*, Fig. 163, nicht fehlen, da sonst ein Emporschnellen der aufruhenden Röhrentour beim Hubwechsel eintreten kann; ein Beweis, wie sehr der hydrostatische Druck durch die Stösse gesteigert wird.

Die Entfernung der Compensationen richtet sich nach dem Gewicht, mit dem man jeden Stützpunkt belasten will; sie beträgt in der Ausführung 20 bis 40 Meter. Immer ist es zweckmässig, eine Compensation unmittelbar ober jeder Pumpe anzuordnen, damit deren Fundament durch das Gewicht der Steigröhren nicht belastet ist und einzelne Theile der Pumpe leicht ausgenommen werden können.

Knierohre. Wenn die Anordnung der Pumpe eine seitliche Ausbiegung der Steigröhren nothwendig macht, wie in Fig. 199, so schaltet man ein doppeltes oder zwei einfache Knierohre *t* ein und stützt die obere Fortsetzung der Röhrentour durch eine angegossene Platte *u* und Einstriche; dann ist es angemessen, gleich unterhalb eine Compensation anzubringen. Die Anwendung eines doppelten ist besser als die zweier

einfacher Knierohre, weil letztere durch eine verticale oder geneigte Flantsche verbunden werden müssen, was die Montirung erschwert.

Ist unter dem Knierohr *t*, Fig. 199, eine Compensation angebracht, so sucht der in der Axe von *v* aufwärts wirkende Wasserdruck das Knie zu heben resp. zu drehen. Es ist daher mindestens bei grosser Druckhöhe eine solide Befestigung nothwendig, welche nach Fig. 158 bis 160 dadurch erreicht wird, dass an das Knie *k* ein Blindrohr *a* und Platten *p* angegossen sind, welche man auf Hölzern *q* festschraubt, die auf Einstrichen *e* ruhen; eine andere Befestigung direct auf Einstrichen zeigen Fig. 166 und 167.

Ausguss. Am oberen Ende werden die Steigröhren entweder mit dem Saugrohr der nächst höheren Pumpe verbunden oder an den Boden oder die Seitenwand des Saugkastens angeschlossen; um diese Verbindung zu erleichtern, ist unter derselben eine Stopfbüchse einzuschalten, so dass nur das oberste Steigrohr „hängt". Auch lässt man letzteres in eine angegossene oder blecherne Lutte, Fig. 168 und 169, endigen, dann kann man jedoch die Steigröhren nicht aus dem Saugkasten füllen.

Für gewöhnlich soll die Rohrmündung überdeckt sein, damit keine fremden Körper hineinfallen können.

Die oberste Pumpe giesst ihr Wasser meist seitwärts in den Abflusskanal aus, es wird daher an das Steigrohr mittelst Knie eine kurze horizontale Röhrentour angeschlossen. Sollen die Ventile durch das Steigrohr aufgezogen werden, so muss man dann an dem Knierohr oben eine Oeffnung mit Deckel anbringen.

Saugröhren und Reservoirs. Ueber den Querschnitt der Saugröhren wurde auf S. 60 das Nothwendige bemerkt. Dieselben sollen wenig Flantschenverbindungen enthalten, weil diese das Eintreten von Luft veranlassen können. Bisweilen wird das Saugrohr gegen den Saugkasten zu erweitert, damit das Wasser mit geringer Geschwindigkeit eintritt und weniger Schlamm mitreisst.

Das Saugrohr schliesst sich an einen unter dem Saugventil befindlichen Rohrstutzen seitwärts oder in geradliniger Fortsetzung an; im letzteren Falle sind weniger Krümmungen nothwendig, doch muss das Fundament der Pumpe unterbrochen sein.

Die Einrichtung der Saugröhren und des Behälters für das zu hebende Wasser ist verschieden, je nachdem die Pumpe am Schachtsumpf oder in einem höheren Horizonte steht.

Saugröhren der Sumpfpumpen. Das Saugrohr der untersten Pumpe wird in den Sumpf geführt, welcher unter das Niveau der einmündenden Strecken vertieft ist und das von diesen zugeführte Wasser klärt. Das Ende des Saugrohres muss gegen den Eintritt grösserer fremder Körper,

Holzstücke u. dergl. gesichert sein, welche sich zwischen den Ventilen festklemmen und das Spiel der Pumpe stören können. Zu diesem Zwecke wird ein aus Draht geflochtener Sack an die Mündung des Saugrohres befestigt oder dieses nach Fig. 172 geformt, unten geschlossen und mit einer genügenden Zahl 1 Centimeter weiter Oeffnungen versehen; soll das Wasser möglichst tief zu Sumpf gehalten werden, so gibt man dem Rohrende nach Fig. 175 eine grössere Erweiterung, damit bei geringer Höhe die für den Wasserdurchgang hinreichende Zahl Oeffnungen Platz findet. Der Gesammtquerschnitt der letzteren muss mit Rücksicht darauf, dass ein Theil derselben durch fremde Körper verstopft sein kann, und dass die Bewegung des Wassers durch die engen Oeffnungen erschwert ist, beträchtlich grösser als der des Saugrohres sein.

Andere Formen des letzteren zeigen Fig. 173, wobei dasselbe lange Schlitze an den Seitenwänden erhält, dann Fig. 170 und 171, wo es durch einen mit kleinen rechteckigen Oeffnungen versehenen Boden abgeschlossen ist. Endlich wird auch an die untere, erweiterte Mündung ein horizontales Blechsieb befestigt.

Bei grösserer Länge wird das Saugrohr durch einen untergelegten Holzblock oder Quader gestützt; befindet sich daran ein Knierohr, so wird an dieses eine Fussplatte angegossen.

Saugreservoir am Sumpf. Die wasserzuführenden Strecken werden so tief angelegt, dass durch Füllung derselben in Folge grösseren Wasserandranges oder einer Unterbrechung des Ganges der Pumpen der sonstige Betrieb des Bergbaues nicht gestört wird. Um für die Ansammlung des Wassers genügenden Raum zu bieten, werden wohl auch vom Sumpf aus eigene Strecken in das Gestein getrieben. Damit nun die unterste Pumpe nicht zu schnell vom Wasser erreicht wird, stellt man dieselbe im Schachte ober dem Niveau der einmündenden Strecken auf.

Da die Wasserzuführungsstrecke ein Gefälle besitzt, wird das Wasser schon nach theilweiser Füllung derselben das Niveau der Pumpe erreichen. Um den ganzen Raum dieser Strecke als Reservoir benützbar zu machen, kann man folgende Einrichtung treffen, welche ausserdem die Pumpe in beliebigem Niveau aufzustellen, also die Saughöhe zu reduciren gestattet. Die Wasserstrecke *s*, Fig. 179, wird durch einen Damm *d* abgeschlossen und in diesen ein Rohr *r* eingelegt, welches das Wasser in den Schachtsumpf führt und mit einem zur Regulirung des Abflusses dienenden Sperrapparat versehen wird. Um den Wasserstand zu untersuchen, ist es zweckmässig, einen kleinen Seitenschacht *n* anzubringen.

Als unterste Pumpe im Schachte eignet sich übrigens bei Gefahr der Austränkung stets am besten eine Hubpumpe.

Saugkasten. Die höher gelegenen Pumpen entnehmen ihr Wasser aus einem Saugkasten oder direct aus dem Steigrohr der nächst tieferen Pumpe.

Der Saugkasten nimmt nebst dem von der tieferen Pumpe gelieferten eventuell auch das Wasser auf, welches im betreffenden Horizont direct aufgefangen wird und durch Strecken dem Schachte zufliesst. Der Saugkasten wird aus Blech oder Holz gefertigt und im Schachte selbst auf Einstriche, oder bei Raummangel ausserhalb des Schachtquerschnittes, z. B. an der Mündung der Wasserstrecke, in eine Vertiefung gestellt, im letzteren Falle auch aus wasserdichtem Mauerwerk aufgeführt. Das Volumen des Saugkastens wird so gross gemacht, dass ober der Mündung des Saugrohres das $1^1/_2$ bis 2fache, selbst das 3fache der einem Kolbenhub entsprechenden Wassermenge Platz findet, damit der Wasserspiegel beim Aufgange nicht leicht zu tief sinkt und keine Luft in die Pumpe dringt. Ist das aus der Strecke zufliessende Wasser unrein, so erhält das seitwärts vom Schachte stehende Reservoir ein noch grösseres, z. B. das 8fache Volumen eines Kolbenhubes, damit der Schlamm sich absetzt; auch kann man darin eine Scheidewand aufstellen, welche vom Boden bis in die Nähe des Wasserspiegels reicht und den Kasten in zwei ungleiche Abtheilungen trennt, in deren kleinere das Saugrohr mündet.

Durch entsprechende Bedeckung ist der Kasten gegen das Hineinfallen fremder Körper und durch einen Drahtkorb oder dergleichen das Rohr gegen den Eintritt solcher Körper zu verwahren; auch bringt man zu diesem Zwecke eine bis zum oberen Rande des Kastens reichende gelochte Wand an.

Das Ende des Saugrohres wird an die Wand des Kastens mit zwischenliegendem Dichtungsmaterial festgeschraubt, bei gemauertem Kasten in die Wand eingelegt; gibt man der Mündung einen rechteckigen oder ovalen Querschnitt von geringerer Höhe, so bleibt mehr Spielraum für die Schwankungen des Wasserspiegels. Je nach der Stellung des Saugkastens gegen die Pumpe lässt man das Saugrohr auch in den Boden des Kastens münden.

Saugreservoir in mittlerer Schachttiefe. Es ist stets zweckmässig, die Wasserzuführungsstrecken so anzulegen, dass sich das Wasser darin ansammeln kann. Es lässt sich dann der Eintritt des Wassers in den Saugkasten dem Gange der Pumpe entsprechend reguliren, und wird sich bei Aenderung des Zuflusses in der Strecke nur der Wasserspiegel in derselben verschieden hoch stellen.

Man legt dann wieder eine Verdämmung an, wie z. B. Fig. 182

und 183*) im Vertical- und Horizontalschnitt zeigen. Darin sind *a* der in Cement gemauerte Damm in der Wasserstrecke *b*, *c* der ebenso hergestellte Wasserkasten, *d* ein Rohr, welches letzterem das Wasser zuführt, *f* und *g* Röhren zum Ablassen des im Kasten befindlichen und hinter demselben sich sammelnden Wassers, welche für gewöhnlich durch Deckel verschlossen sind.

Damit in den Kasten *c* durch das Rohr *d* stets gerade soviel Wasser eintritt, als die Pumpe zu heben vermag, ist ein Regulirapparat nothwendig, von welchen Apparaten im Folgenden die Rede ist.

Ist das Gestein unfest, so dass Senkungen zu besorgen sind, so kann man bei abgesondert von der Pumpe fundirtem Saugkasten im Saugrohr eine bewegliche Verbindung einschalten. Diese ist bei der eben beschriebenen Einrichtung auf folgende Weise hergestellt: ein 1·3 Cm. starker Schlauch aus vulkanisirtem Kautschuk ist mittelst Ziehringen an den 0·32^{m} von einander abstehenden Rohrstutzen befestigt, deren einer in der Wand des Wasserkastens eingemauert, der andere am Untersatze des Saugventilkastens angeschraubt ist.

Verbindung des Saugrohrs mit dem Steigrohr der nächst tieferen Pumpe. Wenn man das Saugrohr direct mit dem Steigrohr der tieferen Pumpe verbindet, so wird der Saugkasten entbehrlich, daher der Raum im Schachte weniger beengt ist. Ferner wird, da während des Niederganges die auf die Pumpenkolben drückenden Wassersäulen sich vergrössern, eine merklichere Ausgleichung des Gestäng-Uebergewichtes erzielt, als bei der sonstigen Anordnung, wo dieser Druck nur um die einfache Hubhöhe variirt (vergl. „Regeneratoren“); endlich entfällt der Effectsverlust, der aus dem Höhenunterschied zwischen dem Ausgusse des Steigrohrs und dem Wasserspiegel im Saugkasten resultirt. Diese Anordnung ist daher häufig in Verwendung. Man pflegt dabei das Steigrohr so weit aufwärts fortzusetzen, dass der ober der Mündung des Saugrohrs befindliche Theil desselben das $1\frac{1}{2}$fache Volumen eines Kolbenschubes besitzt.

So ist bei den Pumpen Fig. 199 und 216 das Steigrohr *s* der tieferen Pumpe entsprechend hoch aufwärts geführt und durch das Saugrohr *a* mit dem Raume unter dem Saugventil in Verbindung. In Fig. 209 hat der Aufsatz *p* des Steigrohres einen grösseren Durchmesser, weil dessen Höhe durch die Pumpenanordnung beschränkt ist.

Eine gute Disposition zeigt auch Fig. 225, wo das Saugrohr *a* in das oben erweiterte Steigrohr *t* eintaucht.

Bei diesen Anordnungen ist das Steigrohr am oberen Ende offen.

*) Von Sauer in Polnisch-Ostrau ausgeführt. Erfahrungen 1863, S. 6.

Eine geschlossene Leitung vom Steig- zum Saugrohr ist für zwei aufeinanderfolgende Druckpumpen nicht ausführbar, bei Verbindung einer Hub- mit einer weiter oben aufgestellten Druckpumpe nicht räthlich, denn liefert erstere zu wenig Wasser, so entsteht im Cylinder der Druckpumpe ein luftleerer Raum, während im entgegengesetzten Falle das Hubpumpengestänge zerrissen werden kann. Es lässt sich dagegen wohl abhelfen, doch bietet die geschlossene Verbindung überhaupt keinen weiteren Vortheil, als dass der vom obersten Steigrohr der Hubpumpe neben der Druckpumpe eingenommene Raum frei wird.

Wenn auf dem Laufe, wo die betreffende Pumpe aufgestellt ist, auch Wasser zufliesst, so kann dieses direct in das Steigrohr der tieferen Pumpe geleitet werden. Jedoch muss für entsprechende Klärung desselben gesorgt werden; es empfiehlt sich daher, in der Strecke zu diesem Zwecke ein etwas grösseres Reservoir anzulegen, wenn nicht ohnedies eine Verdämmung der Strecke vorgenommen wird.

Betrieb der Pumpen.

Entfernung der Luft aus den Pumpen. Zur Entfernung der Luft aus dem Obertheil des Pumpencylinders dient ein Hahn, der von Zeit zu Zeit geöffnet wird und entweder ins Freie mündet, wie *h* in Fig. 143, oder nach Fig. 197 und 207 in einem Verbindungsrohr zwischen Cylinder und Steigröhren angebracht und dann nebstdem zur Füllung der Pumpe benützbar ist. Das Verbindungsrohr wird wegen leichteren Anschlusses zweckmässig aus Kupfer gefertigt, besonders wenn dasselbe gekrümmt sein soll. Statt des Hahnes wird in dem Verbindungsrohre auch ein selbstthätiges Ventil angebracht, welches beim Kolbenniedergange durch die Differenz des Druckes im Cylinder und im Steigrohr gehoben wird. Soll das Ventil auch zur Füllung der Pumpe dienen, so muss dasselbe von aussen zu bewegen sein.

Ein selbstthätiges, von Reuleaux angegebenes Kugelventil, das jedoch die Luft ins Freie abströmen lässt, zeigt Fig. 185.*) Das Gehäuse besteht aus Messing und wird bei *a* an den Obertheil des Cylinders geschraubt; *b* ist das am besten aus Achat herzustellende Kugelventil, für welches zwei ringförmige Sitzflächen vorhanden sind; *c* ein zum Abschluss dienender Hahn. Beim Kolbenaufgange ruht die Kugel am unteren Sitze, beim Niedergange wird sie von der Luft etwas gehoben und lässt diese abströmen; sobald Wasser kommt, wird durch dessen stärkeren

*) Scholl, der Führer des Maschinisten, 4. Auflage, S. 328.

Stoss das Ventil bis an den oberen Sitz gedrückt. Der Apparat soll sehr gute Dienste leisten; der Hahn *c* kann für gewöhnlich ganz offen bleiben.

Ein besonderer Apparat zum Auslassen der Luft wird jedoch entbehrlich, wenn man das Druckventil so hoch stellt, dass nach Fig. 205 vom oberen Cylinderende ein Verbindungsrohr *h* zum Raume unter dem Druckventil geführt, oder nach Fig. 194 das Gurgelrohr selbst an das obere Cylinderende verlegt werden kann. Beim Niedergange strömt dann stets alle im Pumpencylinder enthaltene Luft durch das Gurgelrohr und das Druckventil ab.

Füllung und Entleerung der Pumpe. Vor Ingangsetzung der Pumpe soll diese so vollständig als möglich mit Wasser gefüllt werden, damit sie rasch in normalen Gang kommt. Zu diesem Zweck wird der Raum unter dem Druckventil durch ein mit Hahn versehenes Röhrchen mit dem Steigrohr in Verbindung gesetzt. Ist der Hahn geöffnet, so entweicht die Luft aus dem Raume unter dem Druckventil durch dieses oder den Hahn selbst in das Steigrohr. Nachdem das Gurgelrohr den Raum unter dem Druckventil mit dem Cylinder verbindet, füllt sich auch dieser, die Luft desselben strömt durch den Lufthahn oder das obere Gurgelrohr ab.

Auch wird, wie früher bemerkt, zum gleichen Zweck das Steigrohr nach Fig. 207 durch ein Röhrchen *h* mit dem obern Cylinderende verbunden.

Um bei grösserem Volumen des Saugrohres auch dieses mit Wasser füllen zu können, schaltet man darin nahe dem Unterwasserspiegel einen von Aussen beweglichen Schieber oder ein Ventil ein. Die Räume ober und unter dem Saugventil communiciren mit einander durch ein ohnedies zur Entleerung der Pumpe nothwendiges kurzes Rohr mit Hahn. Oeffnet man diesen, so füllt sich das Saugrohr mit Wasser. Unmittelbar vor Ingangsetzung der Pumpe öffnet man den Sperrapparat. Zuweilen ist ein Ventil ohne Bewegungsmechanismus (Fussventil) am Ende des Saugrohrs angebracht, dadurch ist indessen das Ansaugen erschwert, da nun zwei Saugventile vorhanden sind.

Bei mehreren aufeinanderfolgenden Pumpen muss dem Steigrohr der obersten von denselben Wasser zugeleitet werden können, und sind die Steigröhren der übrigen an Boden oder Seitenwand der Saugkästen anzuschliessen, wenn man alle Pumpen vollständig füllen will.

Um an einer Pumpe Reparaturen vorzunehmen, den Zustand der Ventile nachzusehen u. s. w., muss dieselbe entleert werden können. Dies geschieht durch Oeffnung der Hähne in den Röhrchen, welche das Steigrohr mit dem Raume zwischen den Ventilen und eben diesen Raum mit dem Saugrohr verbinden. Das Wasser läuft dabei in den Saugkasten

und durch alle tieferen Pumpen, oder die Saugkästen sind durch Ueberfälle und hölzerne Lutten, auch Blei- oder Zinkröhren in Verbindung gesetzt, so dass das abgelassene Wasser alle tieferen Kästen passirt und schliesslich in den Sumpf gelangt. Wenn das Saugrohr direct an das Steigrohr der tieferen Pumpe angeschlossen ist, lässt man die Abfallröhre in das Steigrohr nahe dessen oberem Ende einmünden.

Statt zweier Hähne kann zur Füllung und Entleerung auch ein Dreiweghahn verwendet werden, welcher nach Fig. 174 *) am Kreuzungspunkte *a* dreier Röhren angebracht ist, die beziehungsweise in das Steigrohr, den Raum zwischen den Ventilen und in das Saugrohr münden. Fig. 189 zeigt das Gehäuse und den Hahn, letzteren in der Stellung, bei welcher die Pumpe entleert und, bei Vorhandensein eines Sperrapparates im Saugrohr, nach Abschluss desselben gefüllt werden kann; die Stellung Fig. 190 entspricht dem Gange der Pumpe; Fig. 191 gestattet die Füllung der Pumpe ohne Saugrohr, wenn letzteres keinen Sperrapparat enthält; Fig. 192 die Entleerung der Pumpe allein, wobei in den Cylinder durch den geöffneten Lufthahn oder die nicht vollkommen dicht schliessende Stopfbüchse Luft dringt; Fig. 193 die Entleerung der Steigröhren allein.

Das Druckventil muss jedoch sehr gut schliessen, wenn man bei vollen Steigröhren im Innern der Pumpe manipuliren will, ohne vom durchströmenden Wasser stark belästigt zu werden.

Um Reparaturen am Druckventil ausführen zu können, ohne die Steigröhren zu entleeren, findet man zuweilen ober dem Druckventil noch ein Absperrventil angebracht, welches beim Betrieb offen bleibt, zu obigem Zwecke jedoch geschlossen werden kann. Die von Sauer construirte Pumpe Fig. 215 **) ist mit einem derartigen Ventil *e* ausgestattet, zu dessen Bewegung der im Grundrisse Fig. 181 ersichtliche Mechanismus dient. Das Ventil ist durch Stangen und Hebel mit einer Welle *w* in Verbindung, die von aussen mittelst des Handhebels *a* gedreht wird und eine conische Verstärkung besitzt, welche durch die Platte *p* und Schrauben in eine entsprechende Oeffnung der Ventilkastenwand gedrückt wird, um das Ventil in geöffneter Stellung zu erhalten. Auch auf diese Vorrichtung bezieht sich die früher gemachte Bemerkung; nur werden sich die Sitzflächen des keinen Schlägen ausgesetzten Ventiles lange in gutem Zustande erhalten.

Prüfung des Saugventiles. Bei der Pumpe Fig. 197 ***) ist ausser

*) Erfahrungen 1858, S. 10.
**) Erfahrungen 1863, S. 7.
***) Erfahrungen 1856, S. 7.

den Apparaten zur Füllung etc. noch ein solcher zur Controle des guten Ganges des Saugventiles angebracht. Zur Füllung der Pumpe dient das Verbindungsrohr mit Hahn *h* und ein zweites mit Hahn *i*, das den Kasten des Saugventiles *e* mit dem Saugrohr verbindet, welches letztere mit einen Fussventil *f* versehen ist. Der Prüfapparat besteht aus den Ventilen *g* und *k*, von denen das erstere belastet, das zweite von aussen stellbar ist. Wird *k* beim Kolbenniedergange geschlossen, so öffnet sich *g*, falls das Saugventil nicht gut schliesst. Man kann dabei auch das Druckventil prüfen; schliesst dasselbe nicht dicht, so wird sich *g* öffnen, wenn man bei stillstehender Pumpe *k* schliesst und *i* öffnet. In beiden Fällen ist das Ventil *k* nur nothwendig, wenn auch *f* nicht schliesst; dasselbe fehlt bei den mit einer ähnlichen Einrichtung versehenen Pumpen von Junker zu Huelgoat.*) Man erkennt übrigens den unvollständigen Schluss schon aus dem Geräusche des durch das zugeklappte Ventil strömenden Wassers.

Regulirung der Wassermenge. Die Pumpen eines Wasserhaltungsschachtes sind auf eine bestimmte Wassermenge und Geschwindigkeit berechnet; jede derselben hat das auf ihrem Horizont zusitzende nebst dem von der tieferen Pumpe gelieferten Wasser zu heben. Nun variiren aber die Zuflüsse, es müssen also nothwendig auch Aenderungen im Betrieb der Pumpen eintreten, welche in verschiedener Art ausgeführt werden können.

1) Wenn blos der untersten Pumpe Wasser zusitzt, oder wenn, was indessen nur selten zutreffen wird, die Zuflüsse der Horizonte sich derart ändern, dass die von den einzelnen Pumpen zu hebenden Gesammtmengen stets den Kolbenflächen derselben proportional bleiben, so ist die Geschwindigkeit des Gestänges oder bei Maschinen, die nach jedem Hub eine Pause erzielen, die Dauer der letzteren entsprechend zu ändern. Sind Reservoirs von hinreichender Grösse vorhanden, welche die Zuflüsse aufsammeln, so kann man die Pumpen mit der normalen Geschwindigkeit, jedoch periodisch arbeiten lassen. Endlich kann man bei Pumpen, die durch eine rotirende Maschine bewegt werden, den Hub ändern, indem man einen der Zapfen, welcher die hin- und hergehende Bewegung mitmacht, verstellbar einrichtet. Dieses bei kleineren Pumpen übliche Mittel bewirkt jedoch eine ungleiche Abnützung des Kolbens, bei Hubpumpen des Kolbenrohres, und ist daher nicht zu empfehlen.

Bei der rotirenden Maschine auf der Ferdinandsgrube**) ist eine

*) Combes' Bergbaukunst, deutsch von Hartmann, S. 327.

**) Hörmann, die Wasserhebmaschinen etc., S. 79.

selbstthätige Regulirung angebracht, indem ein auf dem Sumpfwasser befindlicher Schwimmer mittelst eines Drahtseils und weiterer Umsetzung auf das Admissionsventil wirkt, dasselbe beim Steigen des Wasserspiegels mehr öffnet und umgekehrt. Bei der grossen Länge dieses Seiles wird indessen eine genaue Stellung des Admissionsventils nicht möglich sein.

2) Sind auf mehreren Horizonten Zuflüsse vorhanden, so kann man durch Anlage von Reservoirs und Regulirapparaten für den Abfluss die den Pumpen zugeführten Wassermengen in dem oben angedeuteten Verhältnisse ändern, namentlich einen zu grossen periodischen Wasserandrang auf einzelnen Strecken bewältigen, ohne die Geschwindigkeit zu sehr steigern zu müssen. Auf die Dauer wäre dies jedoch nur dann möglich, wenn die Kolbenflächen ganz genau in dem Verhältnisse der mittleren von denselben zu hebenden Wassermengen ausgeführt wären. Selbst bei constanten oder genau den Kolbenflächen entsprechend geänderten Zuflüssen müssen sich Unregelmässigkeiten einstellen, denn die vom Zustande der Ventile und Dichtungen abhängige Leistung der Pumpen lässt sich nicht genau gleich oder der Geschwindigkeit proportional erhalten.

Es wird daher stets eine von den Pumpen die grösste Geschwindigkeit erfordern, um die zu bewältigende Wassermenge zu heben, und diese Geschwindigkeit müssen auch alle anderen Pumpen annehmen, da ihre Kolben ein gemeinschaftliches Gestänge besitzen. Die Folge davon ist, dass die Saugkästen dieser Pumpen zu wenig Wasser erhalten, daher nebst dem letzteren auch Luft in die Saugröhren eintritt (die Pumpen schnarchen). Die Mittel dagegen sind nach den vorhandenen Einrichtungen verschieden.

Regulirung durch Circulation des Wassers. Ist die Fassung der Saugkästen gering, so lässt man mittelst des Entleerungshahnes der obersten Pumpe eine genügende Quantität Wasser aus dem Steigrohr ab; dasselbe gelangt durch die Ueberfälle (vergl. S. 77) der Reihe nach in die Saugkästen und füllt dieselben. Nun wird keine Luft, sondern nur mehr Wasser gesaugt, und wenn eine beliebige Pumpe in Folge dessen mehr Wasser hebt, als den Zuflüssen entspricht, fällt der Ueberschuss vom nächst höheren Saugkasten wieder herab. Die Differenz zwischen der wirklich gehobenen und zu hebenden Menge circulirt also beständig auf und nieder, und nur die für diese Circulation nothwendige Menge muss aus den oberen Steigröhren abgelassen werden. Doch ergibt sich dabei, wie natürlich, ein Effectsverlust, welcher der Summe der Producte aus den Gewichten der zurückfallenden Wassermengen in die zugehörigen Förderhöhen gleichkommt. Bei der Pumpe, deren Gang eben den Zuflüssen entspricht, bleibt dieser Verlust weg; bei der obersten muss der

Ablasshahn etwas geöffnet bleiben, um den Ueberschuss des in die Steigröhre gedrückten Wassers in den Saugventilkasten zurückfliessen zu lassen und diesen gefüllt zu erhalten; der Effectsverlust ist wieder gleich dem Product aus der Förderhöhe der Pumpe und dem Gewicht des zurücklaufenden Wassers.

Regulirung durch Aussergangsetzen einzelner Pumpen. Sind Saugreservoirs grosser Dimension vorhanden, so setzt man die Pumpe, deren Zuflüsse unter die normalen gesunken sind, deren Reservoir sich also allmälig entleert, ganz ausser Betrieb. In Folge dessen füllt sich das Reservoir theils durch den Zufluss von der zugehörigen Strecke, theils durch das von der nächst tieferen Pumpe gelieferte Wasser und die Pumpe kann nach einiger Zeit wieder arbeiten. Während des Stillstandes gehen jedoch die oberen Pumpen fort und ihre Reservoirs können sich entleeren, in welchem Falle bei denselben die gleiche Vorkehrung einzuleiten ist. Dabei ergibt sich kein Effectsverlust der früheren Art.

Drückt eine Pumpe ihr Wasser in das weiter aufwärts geführte Steigrohr der tieferen Pumpe (s. Entwurf einer Pumpenanlage, Vertheilung der Pumpen), so kann man dieselbe bei geringem Zuflusse von der Strecke her ausser Gang setzen; ist jedoch nur ein kleines Reservoir vorhanden, so muss man, sobald sich dieses gefüllt hat, das Wasser in den nächst tieferen Saugkasten fallen lassen, und es ist dieses Mittel nur dann vortheilhafter als die früher angegebene Regulirung durch Circulation, wenn der Zufluss unter eine gewisse Grenze sinkt. Seien nämlich m die Wassermenge pr. Secunde, h die Förderhöhe, a die Kolbenfläche einer Pumpe, v die Kolbengeschwindigkeit, γ das Gewicht der Volumeneinheit Wasser, so ist abgesehen von Nebenhindernissen und Wasserverlusten der reine zum Betrieb nothwendige Effect gleich

$$m h \gamma = \frac{\gamma v}{2} a h.$$

Bezeichnen also $\mathfrak{a}$ die Kolbenfläche und $\mathfrak{h}$ die Förderhöhe der Pumpe, welche das Wasser in die Steigröhren der nächst tieferen abgibt, a_1, a_2, a_3 . . . die Kolbenflächen und h_1, h_2, h_3 . . . die Förderhöhen der sonstigen Pumpen, so ist der nothwendige Betriebseffect

$$E = \frac{\gamma v}{2} (\mathfrak{a}\mathfrak{h} + \Sigma a h).$$

Wenn nun der fraglichen Pumpe weniger als die normale Menge Wasser zufliesst, so muss bei der Regulirung durch Circulation wegen der tieferen Pumpen die Geschwindigkeit ungeändert bleiben, und es behält daher der aufzuwendende Effect E den obigen Werth. Da die höheren Pumpen zu wenig Wasser erhalten, lässt man eben einen

Theil des letzteren stets zurückfallen, um das Ansaugen von Luft zu verhüten.

Lässt man dagegen die der Pumpe zufliessende Menge $\mathfrak{m}$ zur nächst tieferen Pumpe hinabfallen, welche bei der Geschwindigkeit v die Menge m liefere, so muss v auf einen Werth v_1 steigen, welcher durch die Gleichung

$$\frac{v_1}{v} = \frac{m + \mathfrak{m}}{m} = 1 + \frac{\mathfrak{m}}{m}$$

bestimmt ist. Bei den sonstigen Pumpen wird wegen der grösseren Geschwindigkeit Circulation stattfinden müssen, und der nothwendige Betriebseffect ist nun

$$E_1 = \frac{\gamma v_1}{2} \Sigma a h = \frac{\gamma v}{2} \left(1 + \frac{\mathfrak{m}}{m}\right) \Sigma a h.$$

Der zweite Vorgang ist mithin nur dann vortheilhafter als der erste, wenn

$$E_1 < E$$

oder

$$\frac{\mathfrak{m}}{m} \Sigma a h < \mathfrak{a}\mathfrak{h},$$

$$\mathfrak{m} < \frac{\mathfrak{a}\mathfrak{h}}{\Sigma a h} m \text{ ist.}$$

Beispiel. Es seien in einem Schachte 5 Pumpen mit den folgenden Kolbenquerschnitten und Druckhöhen ober einander aufgestellt:

$a_1 = 0{\cdot}15$	Quadratmeter,	$h_1 = 30$ Meter,
$a_2 = 0{\cdot}20$	„	$h_2 = 50$ „
$a_3 = 0{\cdot}30$	„	$h_3 = 60$ „
$a_4 = 0{\cdot}36$	„	$h_4 = 90$ „
$a_5 = 0{\cdot}36$	„	$h_5 = 70$ „

Zwischen der dritten und vierten Pumpe befinde sich eine solche mit $\mathfrak{a} = 0{\cdot}05$ Quadratmeter Querschnitt und $\mathfrak{h} = 40$ Meter Druckhöhe, welche ihr Wasser in das Steigrohr der dritten Pumpe liefert. Die mittlere Geschwindigkeit v sei 0·5 Meter, so ist die von der dritten Pumpe gelieferte Wassermenge

$$m = \frac{a_3 v}{2} = 0{\cdot}075 \text{ Cubikmeter,}$$

ferner hat man

$$\mathfrak{a}\mathfrak{h} = 2, \quad \Sigma a h = 90{\cdot}1.$$

Es ist also vortheilhaft, die Zwischenpumpe ganz ausser Betrieb zu setzen und ihr Wasser zur dritten Pumpe hinabfallen zu lassen, wenn die derselben zusitzende Wassermenge

$$\mathfrak{m} < \frac{2}{90{\cdot}1} 0{\cdot}075 \text{ Cubikmeter}$$

$$\mathfrak{m} < 0{\cdot}0017 \text{ Cubikmeter}$$

wird. Da aber diese Pumpe bei normalen Verhältnissen die Menge

$$\frac{av}{2} = 0{\cdot}0125 \text{ Cubikmeter}$$

liefert, müssten die Zuflüsse auf $\frac{17}{125}$ oder ungefähr $\frac{1}{7}$ ihres gewöhnlichen Betrages sinken, um die Abstellung der Pumpe zweckmässig erscheinen zu lassen.

Einrichtung zur Einstellung der Pumpen. Die im Vorigen besprochene Aussergangsetzung der Pumpen kann durch Lösung des Mönchkolbens vom Gestänge erfolgen. Diese Methode und die folgende Einkupplung ist jedoch zeitraubend, mühsam und hat bei Maschinen ohne Schwungrad ein Sinken des Effectes zur Folge; denn beim Aufgange ist doch das ganze Gestänggewicht zu heben, die aufzuwendende Arbeit bleibt also ungeändert, während die reine Leistung kleiner ist. Beim Niedergange muss, weil der Gesammtdruck auf die Kolben kleiner geworden ist, gebremst und in dieser Weise der Ueberschuss an producirter Arbeit aufgezehrt werden.

Vortheilhafter ist mithin das zweite Mittel, welches darin besteht, das Druckventil in gehobener Stellung zu erhalten. Das Wasser strömt dann beim Kolbenniedergange aus dem Pumpencylinder in die Steigröhren, beim Aufgange wieder zurück, das Saugventil bleibt fortwährend geschlossen, weil auf demselben stets der Druck der Wassersäule in den Steigröhren lastet. Das Gestänge findet beim Niedergange den normalen Widerstand, der Aufgang wird durch den Wasserdruck auf den Kolben erleichtert, daher mit der reinen Leistung auch die nothwendige Betriebskraft kleiner wird.

Die Hebung des Druckventils erfolgt nach Fig. 180 durch einen Knaggen *a*, welcher an einer Welle befestigt ist, die durch eine Stopfbüchse aus dem Ventilkasten tritt und beim Niedergange des Pumpenkolbens mittelst eines Handhebels gedreht wird. Bei dem Ventilkasten Fig. 184 der unter den „Anordnungen" beschriebenen Pumpe Fig. 203 und 204 schliesst sich an die Deckplatte *a* des Ventiles ein Bügel *b*, welcher mittelst der Schraubenstange *c* und des Handrades *d* gehoben wird; *e* ist die unbewegliche Mutter für das Gewinde der Stange *c*. Zum gleichen Zwecke hat man bei Pumpen der Saarbrückener Gruben, welche Klappenventile besitzen, an letzteren Ketten befestigt und diese mit einem verzinkten Drahtseil von geringer Stärke verbunden, welches durch die Steigröhren bis zu einer kleinen Winde aufwärts geführt ist.*)

In der Houssu-Grube **) werden die Wässer im Sumpfe und in

*) Zeitschr. deutscher Ing. 1863, 7. Bd., S. 187; Preuss. Zeitschrift 1863, 11. Bd., S. 257.

**) Ponson, das Material des Steinkohlenbergbaues, deutsch von Hartmann, S. 917.

mittlerer Schachttiefe gesammelt. Unterhalb der letzteren ist im Gestänge eine lösbare Verbindung angebracht. Alle Pumpen besitzen gleiche Durchmesser und heben, wenn das ganze Gestänge in Bewegung ist, lediglich das Sumpfwasser. Löst man aber die Gestängverbindung und lässt das Wasser aus dem in der mittleren Schachttiefe befindlichen Reservoir dem Saugkasten der in gleichem Horizont befindlichen Pumpe zufliessen, so heben diese und die höher liegenden Pumpen nur das Wasser des genannten Reservoirs. Dabei schwindet der Nachtheil einer ungleichen Aenderung der unteren und oberen Zuflüsse. Da aber das Ein- und Auskuppeln des Gestänges auch bei der zweckmässigsten Einrichtung zu viel Zeit und Mühe kostet, wenn sich dasselbe oft wiederholt, wäre der beschriebene Vorgang nur dann zu empfehlen, wenn die Reservoirs gross und die Zuflüsse des mittleren Horizontes gering sind; im letzteren Falle ist es aber auch nicht von Belang, wenn man den etwaigen Ueberschuss an Wasser durch eine für die sonstigen Zuflüsse etwas zu grosse Geschwindigkeit der Pumpen gewältigt.

Regulirapparat für den Zufluss aus einem Reservoir. Zur Regulirung des Wasserzuflusses aus dem Reservoir in den Saugkasten ist bei der in Fig. 182 und 183 (S. 73) dargestellten Einrichtung ein Drehschieber in Anwendung, der mittelst des Handhebels *d* gedreht werden kann und welchen Fig. 187 und 188 im Detail darstellen. Der Schieber *k* ist cylindrisch abgedreht und gleitet in einem an das Rohr angegossenen ausgebohrten Gehäuse. Derselbe ist an den Armen *h* lose aufgeschoben und wird durch eingeschaltete Federn angedrückt. Die horizontale Axe, an der sich die Arme *h* befinden, ist durch die Rohrwand gelegt und mit einer conischen Verstärkung versehen, welche durch die Schraube *l* angedrückt wird, daher dicht schliesst.

Zweckmässiger sind jedoch die selbstthätig wirkenden Regulirapparate. Einen solchen zeigt Fig. 186 *); darin ist *a* der Sumpf zur Sammlung der Wässer, welche durch das Rohr *b* in den nahe am Schachte aufgestellten Saugkasten *c* fliessen, *d* das Saugrohr der Pumpe. Im Kasten *c* befindet sich ein Schwimmer *s*, welcher mittelst Hebel und Zugstangen ein im Rohr *b* eingeschaltetes Doppelsitzventil *e* mehr oder weniger hebt, je nachdem der Wasserstand in *c* sinkt oder steigt.

Pumpen für verschiedene Wassermengen. In verschiedenen Fällen können noch folgende Einrichtungen zur Verwendung kommen.

a) Man richtet für jede Pumpe Plunger von verschiedenen Durchmessern vor, nebst zugehörigen Stopfbüchsenaufsätzen, welche alle auf den Pumpencylinder passen, dessen Durchmesser nach dem des

*) In Saarbrücken angewendet. Erfahrungen 1857, S. 5. Auch anderorts kommen ähnliche Einrichtungen mehrfach vor. Preuss. Zeitschrift 1855, 2. Bd., S. 362.

grössten Mönchkolbens zu bestimmen ist. Je nach der zu hebenden Menge Wassers wird nun einer oder der andere von den Kolben eingehängt. Es muss dann die Leistung der Kraftmaschine und das Gewicht des Gestänges entsprechend modificirt werden, um beim Niedergange nicht bremsen zu müssen oder bei rotirender Maschine mit nur einem Gestänge keine zu ungleichförmige Bewegung zu erhalten.

Da die erwähnten Manipulationen einen grösseren Zeitaufwand erfordern, ist das besprochene Mittel nur am Platze, wenn die Aenderung der Zuflüsse voraussichtlich länger dauert, wenn z. B. durch den fortschreitenden Grubenbau neue Zuflüsse aufgeschlossen oder vorhandene vermindert werden u. s. w.

Eine diesbezügliche Construction*) zeigen Fig. 161 und 162; für den grösseren Kolben Fig. 162 wird die Packung unmittelbar am Cylinder angebracht, für den kleineren Fig. 161 ist ein besonderer Stopfbüchseneinsatz vorhanden.

b) Man führt die Pumpe derart aus, dass sie bei constanter Geschwindigkeit und mittelst desselben Kolbens verschiedene Mengen heben kann. Hierher gehört die von Prof. Heyrowsky vorgeschlagene Pumpe**), deren Cylinder mit einem Behälter communicirt, in welchen beim Kolbenaufgang mittelst eines Hahnes eine beliebige Menge Luft eingelassen werden kann. Bei jedem Hub wird daher zuerst die eingeschlossene Luft ausgedehnt, bevor das Ansaugen beginnt, daher die angesaugte Wassermenge um so geringer ist, je mehr Luft sich im Reservoir befindet. Beim Niedergange wird jedoch diese Luft kaum geringere Uebelstände verursachen, als ob sie sich im Cylinder selbst befinden würde, daher die Einrichtung nicht empfehlenswerth erscheint.

c) Man construirt die Pumpe derart, dass sie nach Belieben einfach- oder doppeltwirkend arbeiten kann. Eine solche Pumpe ist im Abschnitt III unter „Doppeltwirkende Pumpen“ beschrieben.

Conservirung der Pumpentheile. Um die Pumpe gegen den Angriff durch saure Wässer zu schützen, ist es allerdings am zweckmässigsten, dieselbe ganz aus Messing oder Bronze herzustellen. In der That wurden in früherer Zeit solche Pumpen ausgeführt, gegenwärtig kommt das genannte Material wegen seines hohen Preises selten zur Verwendung.***) Nur Ventilsitze geringerer Dimension, Hähne, kleine Röhren und dergl. werden aus Messing angefertigt.

*) Von Herrn Sauer in Ostrau angewendet.

**) Jahrb. der k. k. Montanlehranstalten 1858, 7. Bd., S. 12.

***) Bei einem Pumpensatze auf der Königsgrube wurde der untere Theil aus Metall hergestellt. Zeitschrift deutscher Ing. 1871, 5. Bd., S. 288.

Der Mönchkolben, welcher abgedreht und daher dem Rost besonders ausgesetzt ist, muss gut in Schmiere erhalten werden. Dazu wird statt der gewöhnlichen Mittel Kammfett mit etwas Talg gemischt empfohlen. *) In Frankreich werden die Mönchkolben oft aus Bronze gefertigt**), desgleichen sah man sich zur Anwendung eines solchen Plungers am Carnallschachte genöthigt. Ein Plunger aus Eichenholz von 26 Cm. Durchmesser, doch nur 80 Cm. Länge, an beiden Enden mit Schmiedeisenringen armirt und an den Hirnflächen mit Gusseisenscheiben bedeckt, welche von der durchgesteckten Kolbenstange zusammengehalten werden, soll sich gut bewährt haben. ***)

Für die Röhren und Gehäuse hat man verschiedene Ueberzüge der Innenflächen in Verwendung. Bei den Cornwaller Pumpen wurden die Cylinder und Röhren mit 1·5 Cm. starken Dauben aus getheertem Nadelholz gefüttert, welche in radialen Fugen zusammenstossen; nur die zwei letzten Dauben werden keilförmig gegeneinander getrieben, die Innenwand der Röhren und schliesslich noch die der Ausfütterung mit Theer bestrichen. Zu Huelgoat wurden die Röhren einzeln mit Leinölfirniss, der mit Bleiglätte gekocht war, gefüllt und mittelst einer Pumpe Leinöl nachgedrückt, bis eine grössere Spannung eintrat. Nach dem Auslaufen der Flüssigkeit verblieb ein Ueberzug, welcher die Röhren nicht nur gegen den Angriff der vitriolischen Wässer schützte, sondern dieselben auch dichter machte.

In neuerer Zeit wurden die Gehäuse innen emaillirt und damit sehr gute Erfolge erzielt; das Email zeigte sich nach längerer Zeit nur mit einer leicht abzuwischenden Schicht von Ocker bedeckt. Jedoch ist der Email-Ueberzug kostspielig. Litholid zeigte bei einem auf der Königsgrube gemachten Versuch nach 6 Wochen Sprünge, welche aber nicht die ganze Dicke des Anstriches durchdrangen. Ein Anstrich von Bernsteinlack erwies sich als nicht entsprechend.

In Manchester hatte eine amerikanische Firma Röhren mit einem inneren Kautschuk-Ueberzug ausgestellt, welcher sowohl hohem Druck als auch sauren und alkalischen Flüssigkeiten widerstehen soll.

Durch Engelhardt wurde in Ibbenbüren ein Cement-Ueberzug†) angewendet, der sich als dauerhaft erwies. Die Röhren müssen dabei innen von etwaigem Rostansatze gereinigt werden; der Cement wird so dünn angerührt, als es ohne Beeinträchtigung seiner Bindefähigkeit thun-

*) Preuss. Zeitschr. 1855, 2. Bd., S. 363.

**) Burat, Cours d'exploitation des mines 1871, S. 373.

***) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd., S. 67.

†) Ebendas. 1873, 21. Bd., S. 205.

lich ist, das Rohr benässt und der Cement mit einem Pinsel so dünn als möglich aufgetragen. Hierauf lässt man den Anstrich trocknen, benetzt und bestreicht von Neuem und wiederholt diesen Vorgang 4 bis 5 Mal. Die Arbeit darf weder bei grosser Wärme, wodurch der Cement zu schnell trocknet, noch bei Frost ausgeführt werden, der die Bindefähigkeit aufhebt. — Auch in Saarbrücken, dann in Oberschlesien hat sich dieses Mittel gut bewährt *), welches daher bei seiner Wohlfeilheit alle Anempfehlung verdient.

Schmiedeisenröhren, welche der Oxydation stärker als die gusseisernen ausgesetzt sind, erhalten nach Erhitzung auf 200° einen Theeranstrich.**) Man verwendet auch Mennige mit Leinöl gemischt.

Sicherung des Betriebes. Um eine Störung des Betriebes thunlichst zu vermeiden und abzukürzen, sollen für alle dem Bruch mehr ausgesetzte und der zeitweisen Reparatur bedürftige Theile, wie Ventile, Ventilkästen, Steigröhren, Ersatzstücke bereit gehalten werden.

Die vorzüglichste Ursache von Brüchen sind die Stösse. Den Schlag des Mönchkolbens gegen das beim Aufsteigen etwa zurückgebliebene Wasser sucht man durch die S. 63 angegebene Form des unteren Kolbenendes zu mildern.

Die vom langsamen Schlusse der Ventile rührenden hydraulischen Stösse können durch zweckmässige Construction derselben vermindert, jedoch nicht ganz beseitigt werden. Zu den besonderen Mitteln dagegen sind die Windkessel zu rechnen, welche bei Pumpen mit geringeren Druckhöhen oft in Verwendung stehen. Bei grossem Druck aber geräth das Wasser der Steigröhren wegen der Elasticität der Luft des Windkessels in zu starke Schwankungen (S. 58), daher man solche Apparate für gewöhnliche Schachtpumpen nicht anzuwenden pflegt.

Die schädliche Wirkung der Stösse ist unzweifelhaft eine geringere, wenn das Wasser im Moment, wo seine Bewegung gehemmt wird, einen Ausweg erhält, so dass eine wenn auch nur kleine Quantität desselben entweicht.***) In dieser Art kann das Luftventil, welches in einem das obere Cylinderende mit dem Steigrohr verbindenden Röhrchen ein-

*) Preuss. Zeitschrift 1876, 24. Bd., S. 154.

**) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1858/9, 4. Bd., S. 468.

***) Bei der Wassersäulenmaschine des Leopoldschachtes bei Schemnitz erhielt eine der Einfallröhren einen Sprung; die Brüche, welche bei dem forcirten Gange der Maschine eben nicht zu den Seltenheiten gehörten, nahmen in Folge dessen, obschon das beschädigte Rohr sich hoch ober der Maschine befand, derart ab, dass man das Rohr um so lieber an Ort und Stelle liess, als der Wasserverlust nicht von Bedeutung war.

geschaltet ist, den zu Anfang des Kolbenniederganges etwa eintretenden Stoss mildern.

Da die Ventilkästen am stärksten der Wirkung der Stösse ausgesetzt sind, hat Busch an den Deckeln derselben belastete Sicherheitsventile*) befestigt. Aehnliche Einrichtungen, wobei die Ventile auch an der Wand des Kastens angebracht sind und durch starke Federn niedergehalten werden, sind seither mehrfach in Anwendung gekommen.**)

Anordnung der Druckpumpen.

Regeln für die Anordnung. Bei dem Entwurfe der Pumpen ist Folgendes zu beachten:

1) Das Wasser soll auf dem Wege durch die Pumpe wenig Richtungs- und Querschnittsänderungen erleiden, um den Effect nicht herabzusetzen.

2) Die Ansammlung von Luft im Pumpencylinder ist thunlichst zu vermeiden.

3) Die Pumpe soll aus möglichst wenig Theilen bestehen, weil dann weniger Verbindungen nothwendig sind und die Aufstellung solider wird.

4) Andererseits sollen die Theile nicht zu complicirt und gewichtig ausfallen, um deren Guss und Appretur, das Einlassen, die Manipulationen bei der Aufstellung in dem beengten Grubenraume nicht zu erschweren und den aus einem Bruch hervorgehenden Schaden zu vermindern.

5) Es sollen womöglich keine verticalen Flantschen vorkommen, denn zieht man deren Schrauben fest an, so schliessen die horizontalen nicht dicht und umgekehrt, oder das Anziehen der zugehörigen Schrauben ruft falsche Spannungen in den Pumpentheilen hervor. Auch sucht der Wasserdruck die verticalen Flantschen auseinander zu ziehen. Will man dieselben vermeiden, so muss das Gurgelrohr mit den beiderseits anstossenden Theilen aus einem Stück bestehen, welches dann wegen seiner Form den Namen H-Stück führt. Bei dieser Anordnung kann nebstdem der unter 7) angegebenen Forderung am besten entsprochen werden; allerdings ergibt sich mindestens ein grösseres Gussstück.

6) Bei den einzelnen Stücken ist, um nachtheilige Spannungen zu verhüten, die Anhäufung grösserer Eisenmassen im Anschlusse an dünne Wände zu vermeiden, ferner genau zu untersuchen, in welcher Art der Wasserdruck alle Theile in Anspruch nimmt, und deren Stärke danach zu bemessen, wie z. B. für Ventilkästen auf S. 49 angegeben wurde.

7) Bei beschränktem Schachtquerschnitt soll die Pumpe einen mög-

*) „Glück auf" 1869, Nr. 6; Preuss. Zeitschrift 1871, 19. Bd., S. 61.

**) Z. B. bei der Pumpe auf der Abendsterngrube bei Rosdzin.

lichst geringen horizontalen Querschnitt einnehmen; es richtet sich in diesem Falle ihre Anordnung zum Theil nach ihrer Stellung im Schachte, indem ihre Theile zugänglich sein müssen.

8) Es ist für eine solide Aufstellung vortheilhaft, wenn der Bau keine grosse Höhe besitzt, wenn also der Cylinder direct auf dem Fundament steht.

9) Aus demselben Grunde ist es zweckmässig, wenn die Pumpe ein ungetheiltes Fundament erfordert. Ist jedoch der unterste Theil der Pumpe ein einziges Gussstück von entsprechender Höhe, so besitzt dieses relative Festigkeit genug, um mit Sicherheit auch auf getrennten Trägern mit gleich hoch liegenden Oberflächen verlagert zu werden.

Von diesen Forderungen lassen sich nur die nach Umständen am meisten ins Gewicht fallenden gleichzeitig erfüllen.

In der Regel sind, abgesehen von der Stellung des Saugrohres, die Mönchkolben-Druckpumpen zweiaxig. Wesentliche Unterschiede in der Anordnung ergeben sich, je nachdem das Gurgelrohr in den oberen oder unteren Theil des Cylinders mündet und das Saugventil sich in der Axe des Cylinders oder des Druckventiles befindet; es sollen nun die vorkommenden Constructionen, nach diesen Unterschieden gruppirt, beschrieben werden.

Gurgelrohr am unteren Ende, Saugventil in der Axe des Cylinders. Hierher gehört die Pumpe Fig. 201*); es sind *e* das Saugventil, dessen Kasten mit dem unten geschlossenen Untersatze des Druckventilkastens zu einem H-Stück vereinigt ist, *d* das Druckventil, *s* das Saugrohr, *c* der Pumpencylinder, *k* der Mönchkolben.

In Fig. 178 ist der Cylinder *c* dem Fundament näher gerückt, auch ist die allmälige Krümmung des Verbindungsrohres zwischen Saug- und Druckventilkasten vortheilhaft; das Saugrohr *s* ist vertical abwärts geführt, daher ein getheiltes Fundament nothwendig.

Fig. 176**) zeigt eine Pumpe mit zwei Fundamenten; das eine, später beschriebene, stützt den Cylinder und die Steigröhren, das andere, aus hölzernen Einstrichen bestehende, befindet sich unter dem Saugrohr *s* und den Stempeln *t*, auf welchen das Gurgelrohr *g* mittelst angegossener verrippter Platte ruht. Die Stempel *t* ersparen einen eisernen Untersatz. Das doppelte Fundament schützt die Pumpe gegen Seitenschwankungen, erschwert aber die Montirung; auch sind nicht mehr, wie in den vorigen Fällen, blos horizontale Flantschen vorhanden.

Gurgelrohr am unteren Ende, Saugventil seitwärts vom Cylinder.

*) Erfahrungen 1857, S. 5.

**) Preuss Zeitschrift 1864, 12. Bd., S. 14.

Gegen die vorige Anordnung ergibt sich ein etwas complicirterer Weg für das angesaugte Wasser, dagegen können die Ventile durch die Steigröhren herausgezogen und der Pumpencylinder direct auf das Fundament gestellt werden. Zu dieser Gruppe gehören mit Ausnahme von Fig. 194 und 201 alle auf Taf. IX dargestellten Pumpen, dann Fig. 214 und 217 auf Taf. X. Das Gurgelrohr mündet dabei in einen zwischen Druck- und Saugventil befindlichen Rohrstutzen oder in den Saugventilkasten; im letzteren Falle wird meistens die Anordnung compendiöser.

Fig. 207*) und 198**) zeigen solche Pumpen, bei welchen indessen der Cylinder nicht unmittelbar auf dem Fundament steht, daher der ganze Bau höher wird. In Fig. 207 ist *h* der Luft- und Füllungshahn. Bei der Pumpe Fig. 198, welche Fig. 199 und 200 in der Seitenansicht und im Grundrisse zeigen, mündet das Saugrohr *a* direct in das Steigrohr *s* der tieferen Pumpe. Beide Ventilkästen sind nach demselben Modell gegossen, daher nur ein Ersatzstück für einen etwaigen Bruch im Vorrath zu halten ist. Die Unterlage bildet ein Fussstück, welches aus einer Grundplatte und aus zwei durch einen Kanal *n* von rechteckigem Querschnitt verbundenen Rohrstutzen besteht, daher grosse Festigkeit besitzt.

Bei der Pumpe Fig. 197***) sind an die erste Steigröhre und oben an den Cylinder starke Platten angegossen, diese durch Flantschen *n* und Schrauben verbunden und von drei quer untergelegten Tragbalken gestützt. Ein vierter weiter unten liegender, mit dem Cylinder verbundener Einstrich schützt letzteren gegen Schwankungen. An der Stützplatte befindet sich ein Rohr mit Lufthahn *h*. Die Unterstützung nächst der Stopfbüchse, wo der Plunger den Cylinder berührt, ist für die unbewegliche Stellung des Ganzen vortheilhaft, allein die Pumpe hängt am Fundament, beim Niedergange zieht der Wasserdruck die Flantschen auseinander, daher diese Fundirung für grosse Druckhöhen nicht zweckmässig erscheint. Die an der Saugröhre befindlichen Apparate wurden S. 77 beschrieben.

In Fig. 206†) sind der Cylinder, sowie der Untersatz des Saugventilkastens unmittelbar auf Grundplatten gestellt, deren Construction, Fig. 140 und 141, auf S. 66 angegeben ist. Ein Untersatz für den Cylinder ist dabei entbehrlich, allein es werden zwei Fundamente in verschiedener Höhe erfordert. Die Ventilkästen sind zusammengegossen,

*) Erfahrungen 1865, S. 6.
**) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1855/6, S. 179.
***) Erfahrungen 1856, S. 7.
†) Ebendas. 1864, S. 14.

wodurch eine Verbindung erspart, dagegen die Appretur schwieriger und bei einem Bruch der Schaden grösser wird.

In Fig. 205 steht der Cylinder ebenfalls direct auf dem Fundament; derselbe ist zur Erleichterung der Bewegung des Wassers vom Gurgelrohr abwärts erweitert. Ein kleines Verbindungsrohr h ohne Hahn lässt continuirlich die Luft austreten. Ausser durch das Gurgelrohr strömt also das Wasser auch durch h in den Cylinder und aus demselben. Diese Anordnung bildet den Uebergang zu derjenigen, wo bei seitlich angebrachtem Saugventil das Gurgelrohr sich am oberen Cylinderende befindet.

In Přibram ist die Anordnung mehrfach ausgeführt, welche Fig. 203 im Querschnitt und Fig. 204 in der Seitenansicht zeigen.*) Die Pumpe ist dreiaxig, indem die aus einem Stück gegossenen Ventilkästen durch ein Gurgelrohr g mit dem Cylinder, durch ein zweites g_1 mit den seitwärts aufgestellten Steigröhren t in Verbindung stehen. Die Anordnung erfordert mehr Raum und ist etwas complicirter, das Wasser hat mehr Krümmungen zu passiren; die Vereinigung beider Ventile in einem Kasten, mit welchem überdies noch das Fussstück des Cylinders zusammengegossen ist, empfiehlt sich wenigstens für grosse Dimensionen aus früher angegebenem Grunde nicht. Der Druckventilkasten kann auch bei anderen Anordnungen leicht ausgewechselt werden, wenn man ober demselben eine Compensation anbringt. Dagegen ist wegen der in Fig. 184 (S. 82) detaillirten Construction des Ventilkastens das Druckventil leicht gehoben zu erhalten und der Hub, welcher durch die Stange c begrenzt wird, leicht zu reguliren. Lombard macht Andeutungen über eine ähnliche Construction der Pumpen.**)

Die bisher angegebenen Pumpen dieser Gruppe besitzen auch verticale, die folgenden blos horizontale Flantschen.

Fig. 196***) und 208†) zeigen bei verschiedenen Dimensionen im Wesentlichen gleiche Anordnung, nur ist in Fig. 208 eine abgesonderte Grundplatte vorhanden und das Saugrohr an diese unten festgeschraubt. Der Cylinder steht bei beiden Pumpen nahe der Unterlage; wegen des abwärts geführten Saugrohres muss das Fundament getheilt sein. Fig. 195††) gestattet ein massives Fundament, doch ist der Bau höher. Das Fussstück dieser Pumpe ist nach Fig. 142 (S. 66) construirt.

*) Erfahrungen 1862, S. 5.

**) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1858/9, 4. Bd., S. 455.

***) Erfahrungen 1855, S. 25.

†) Preuss Zeitschrift 1864, 12. Bd., S. 14.

††) Ebendas. 1854, 1. Bd., S. 192.

Hierher gehört auch die Druckpumpe Fig. 214 der Abendsterngrube bei Rosdzin*) mit circa $^3/_4$ Meter Plungerdurchmesser. Sie besitzt den S. 66 beschriebenen Untersatz; auf diesem ruht ein Gussstück, welches einerseits den unteren Theil des Pumpencylinders bildet, anderseits die Sitze der beiden (Doppelsitz-) Ventile enthält, und an welches sich der Obertheil des Cylinders, sowie das unterste Steigrohr anschliessen. Das Gurgelrohr ist gegen das Druckventil steigend ausgeführt. Das in einem Röhrchen eingeschaltete selbstthätige Kugelventil k lässt die im Pumpencylinder angesammelte Luft austreten.

Bei der Anordnung Fig. 202 ist das Saugrohr seitlich angeschlossen, dessen ungeachtet die Höhe so viel als möglich reducirt, indem der Cylinderraum bis zur Grundplatte herabreicht. Die Pumpe bildet ein sehr solides Ganzes, indem der Druck- und Saugventilkasten, sowie der Untersatz des letzteren mit je einem Theil des Cylinders zusammengegossen, der Stopfbüchsenaufsatz mit dem ersten Steigrohr durch eine Blindflantsche verbunden ist; da letztere keine Dichtung erfordert, können beide Theile genau zusammengepasst und verbunden werden, so dass ihre Grundflächen in einer Ebene liegen und die Montirung nicht erschwert ist. Der abgesonderte Guss dieser Stücke erleichtert die Appretur des Stopfbüchsenaufsatzes; an letzterem ist ein Lufthahn angebracht. Diese Anordnung (am Carnallschacht bei Zabrze angewendet) ist mithin die vorzüglichste unter den bisherigen, nur ergibt sie natürlich schwierigere Gussstücke. Fig. 223 und 224 zeigen eines der letzteren, den Druckventilkasten nebst zugehörigem Theil des Cylinders, im Aufriss und Horizontalschnitt. Der Ventilkasten ist mit verticalen und horizontalen Rippen armirt. Der Zwischenraum je zweier solcher in Einem gegossener Stücke ist durch eine Wand ausgefüllt, welche in der Ebene der Axen der Stücke liegt und bei grösserer Flächenausdehnung auch durchbrochen werden kann.

Steht ein geringerer Raum für die Pumpe zur Verfügung, so rückt man die Axen derselben thunlichst nahe zusammen und lässt den Cylinder unten ohne Erweiterung, daher der Mönchkolben sich nur bis zum Gurgelrohr abwärts bewegen kann, wodurch die Höhe der Pumpe allerdings etwas zunimmt. Ein Beispiel dafür zeigt Fig. 217.**) Die Wände der Ventilkästen und der nebenliegenden Theile des Cylinders gehen dabei in einander über; dies hat den Nachtheil, dass die Stege mn, zwischen welchen das Gurgelrohr sich befindet, an ihrer schwächsten Stelle, in der Ebene der beiden Axen der Pumpe, so schmal werden,

*) Preuss. Zeitschrift 1871, 19. Bd., S. 62.

**) Ebendas. 1869, 17. Bd., S. 323.

dass man ihnen zur Sicherung gegen Bruch eine grössere Höhe geben muss; es ist nämlich anzunehmen, dass der Wasserdruck auf die Hälfte der verticalen Projectionsfläche *op qr* auf Zerreissen dieser Stege wirkt. Man erhält also eine grössere Eisenmasse in Verbindung mit dünneren Wänden. In der That gingen solche Ventilkästen öfter zu Bruche*); grössere Sicherheit bietet eine weitere Entfernung des Ventilkastens vom Pumpencylinder, wobei deren Wände gesondert und nur durch die Mittelrippe verbunden sind.

Gurgelrohr oben, Saugventil unter dem Cylinder. Die Verlegung des Gurgelrohres an das obere Cylinderende zeigt den Vortheil, dass die Luft bei jedem Kolbenniedergange durch das Gurgelrohr vollständig aus dem Cylinder entweichen kann. Das Wasser erfährt bei der ganzen Anordnung die wenigste Ablenkung, folgt dem Kolben bei dessen Aufgang und steigt beim Niedergang im Cylinder und durch das Gurgelrohr weiter aufwärts, bewegt sich also stets nach derselben Richtung, was wenigstens bei schnellem Gange ohne Pausen vortheilhaft sein dürfte. Der Untersatz für den Druckventilkasten fällt weg, indem man diesen abgesondert fundiren kann. Dafür wird der Bau höher als bei direct auf dem Fundament stehenden Cylinder, und erfordert letzterer auf seine ganze Höhe einen grösseren Durchmesser. Wenn das Gestein Senkungen besorgen lässt, ist das doppelte Fundament nicht räthlich.

In Fig. 215**) und 209***) sind Anordnungen mit doppelten Fundamenten dargestellt; auf einem derselben ruht der Pumpencylinder, auf dem anderen mittelst an *g* angegossener Platten der Druckventilkasten und die Steigröhren. In Fig. 215 ist *e* das S. 77 beschriebene Absperrventil. Die Pumpe Fig. 209 hat nahe 1^m Plungerdurchmesser und saugt das Wasser aus dem Steigrohr *p* der tieferen Pumpe. Fig. 226 zeigt den Untertheil einer ebenso angeordneten Pumpe, welche das Wasser durch die Steigröhren *t* zweier tiefer aufgestellten Pumpen zugeliefert erhält; *s* ist das Saugrohr, *e* das Saugventil.

Gurgelrohr oben, Saugventil seitwärts vom Pumpencylinder. Im Vergleich mit der vorigen Gruppe stellt sich bei dieser Einrichtung heraus, dass der Cylinder näher an das Fundament gebracht und die Ventile auf das Ausheben durch die Steigröhren adaptirt werden können. Das Wasser bewegt sich beim Auf- und Niedergange des Kolbens nur dann stets nach derselben Richtung (aufwärts), wenn das obere Gurgel-

*) „Glück auf“ 1869, No. 9.

**) Von Herrn Oberingenieur Sauer in Ostrau mehrfach angewendet. Erfahrungen 1863, S. 6.

***) Preuss. Zeitschrift 1864, 12. Bd., S. 13.

rohr nur zur Ausströmung dient, für die Einströmung ein zweites Gurgelrohr am unteren Cylinderende vorhanden ist und Saug- und Druckventilkasten gegeneinander abgeschlossen sind.

Fig. 194*) ist die Skizze einer Anordnung dieser Gruppe; die Ventile befinden sich dabei in einem gemeinschaftlichen Kasten, dessen Untersatz nebst dem Cylinder auf einem Fussstück befestigt ist. Gegen Fig. 205 (S. 90) ist eines der Gurgelrohre erspart, dafür muss der Cylinder auf die ganze Länge weiter sein.

Fig. 216**) zeigt blos horizontale Flantschen und eine eigenthümliche Anordnung des Saugrohres *a*, welches durch das Fussstück bis zum Steigrohr *s* der tieferen Pumpe geführt ist. Die dargestellte Pumpe besteht nur aus drei Haupttheilen: dem Fussstück, dem Cylinder nebst angegossenem Untersatze der Ventilkästen und dem Stopfbüchsenaufsatze mit Gurgelrohr und gemeinschaftlichem Ventilkasten. Der Theil des Fussstückes, an welchen sich das Steigrohr *s* schliesst, ragt frei über das Fundament vor, was zulässig ist, weil dieser Theil nur eine kleine Last zu tragen hat; das Rohr *s* ist nämlich aus Blech gefertigt, das Rohr s_1 hat nur geringe Länge und taucht in die Stopfbüchse einer Compensation. Das Ganze erhält durch das Fussstück etwas grössere Höhe.

Dies ist bei der etwas modificirten Einrichtung Fig. 213 vermieden; soll dabei aus einem Kasten gesaugt werden, so muss das Rohr *s* in eine Flantsche endigen. Will man leichtere Stücke haben, so kann man nach Fig. 213 den Druckventilkasten abgesondert und das Mittelstück aus zwei durch horizontale Flantschen verbundenen Theilen herstellen. Sollen endlich die Steigröhren mehrerer aufeinanderfolgender Pumpen in dieselbe Verticale fallen, so lege man s_1 in die Axe der Ventilkästen und schliesse s_2 unter dem Gurgelrohr *s* ab.

Die Anordnungen Fig. 216 und 213 sind die solidesten dieser Gruppe.

Sehr compendiös ist dagegen Fig. 225, wo der Pumpencylinder direct auf das Fundament gesetzt werden kann, die Pumpe zweiaxig ist, alle aufeinanderfolgenden Steig- und Saugröhren in derselben Verticalen liegen und das Saugrohr *a* in das Steigrohr *t* der nächst tieferen Pumpen mündet; doch sind zwei Fundamente in verschiedener Höhe nothwendig.

In Fig. 211 befindet sich das Fundament in der halben Höhe des Pumpencylinders; an diesen ist eine rundherum laufende Flantsche *f* angegossen, welche an zwei gegenüberstehenden Seiten in Lappen übergeht, die auf den Trägern festgeschraubt sind. Diese An-

*) Ponson's Steinkohlenbergbau, deutsch von Hartmann, S. 874.

**) Kley, die Wasserhebmaschinen des Altenberges bei Aachen.

ordnung wurde von Sauer bei nicht zu grossen Dimensionen (z. B. 0·42 m Plungerdurchmesser) mehrfach angewendet und als zweckmässig befunden.

Prof. Hrábak empfiehlt die in Fig. 210 dargestellte Einrichtung*), bei welcher *s* das Saugrohr, *t* das Steigrohr bedeuten. Die Ventile sind durch die Deckel der Kästen, an welchen man auch Vorrichtungen zum Ausheben der eingekitteten Ventilsitze und zum Offenhalten des Druckventiles anbringen kann, am bequemsten zugänglich, allein die Anordnung ist etwas complicirter und erfordert wieder zwei Fundamente in verschiedener Höhe.

Beispiel für die Detailconstruction einer Pumpe. Auf Taf. XI ist die Zusammenstellung einer Pumpe gegeben. Dieselbe gehört zu der Gruppe mit unten liegendem Gurgelrohr und seitwärts vom Cylinder befindlichem Saugventil und stimmt mit der Skizze Fig. 217 (S. 91) überein. Fig. 218 ist der Längenschnitt, 219 die Seitenansicht, 220 der Horizontalschnitt nach *CD*, 221 der Horizontalschnitt nach *AB*, endlich 222 ein Verticalschnitt nach der Linie *EF* der Fig. 221. Die Pumpe besteht aus einem Untersatze, an welchen sich das Saugrohr anschliesst, und der einen Holzblock zur Begrenzung des Kolbenniederganges enthält; ferner aus zwei Mittelstücken mit den Ventilkästen, endlich aus dem Stopfbüchsenstück. An den Druckventilkasten schliesst sich das nach oben etwas verengte erste Steigrohr. Zum Auslassen der Luft muss am oberen Ende des Pumpencylinders ein kleines Rohr mit Hahn angebracht werden. In Fig. 218 und 221 ist das Rohr mit Hähnen zur Entleerung der Pumpe ersichtlich. Die letztere ist mit Rücksicht auf thunlichste Raumersparung construirt.**)

Pumpen in tonnlägigen Schächten. Bei der Wasserhebung aus solchen Schächten kann die Pumpe ebenfalls geneigt aufgestellt werden, so dass die Cylinderaxe parallel zur Richtung des Schachtes steht. Man hat selbst die Kraftmaschine, eine Wassersäulenmaschine, geneigt angeordnet. Es ist dies entschieden zu verwerfen, weil die schweren Mönchkolben die Stopfbüchsen einseitig ausreiben. Stellt man dagegen die Pumpe vertical, so muss sie durch einen Winkelhebel mit dem geneigten Gestänge verbunden werden und auch der Einbau der Pumpe selbst ist erschwert. Ein tonnlägiger Schacht empfiehlt sich daher nicht für die Aufstellung wenigstens grösserer Pumpen.

*) Jahrb. der k. k. Bergakademieen 1869, 19. Bd., S. 371.

**) Mit geringen Abänderungen nach Hörmann, die Wasserhebmaschinen etc., Taf. 17.

Fundament der Druckpumpen.

Die Pumpe wird auf Träger aus Holz, Gusseisen, Schmiedeisen oder Mauerwerk gestellt, welche an den Schachtwänden gelagert sind und einen gewissen Grad von Elasticität besitzen sollen, um nicht nur der Belastung, sondern auch den hydraulischen Stössen Widerstand zu leisten. Die Biegsamkeit der Träger ist für den Bestand der Kraftmaschine und der Gestänge, welche mit der Pumpe nicht in fester Verbindung stehen, ohne Nachtheil, soll jedoch nicht zu gross sein, weil sonst die Pumpe selbst stärkeren Erschütterungen ausgesetzt ist.

Mauerwerk in Form von Gewölben wird wegen zu grosser Sprödigkeit selten als unmittelbare Unterlage für die Pumpe benützt und dient nur als Stütze für die Träger bei unfestem Gestein. Die Mauerung ruht bei rechteckigen Schächten auf Bögen oder Gurten, welche an einer Stelle zu errichten sind, wo die Widerlager hinreichende Sicherheit bieten; die Unterlage der Pumpenträger bilden Quadern. Gusseisen kommt hier und da vor, ist aber aus dem gleichen Grunde wie Mauerwerk im Allgemeinen nicht zu empfehlen. Holz, und zwar das dauerhafte Eichenholz, ist das älteste und auch gegenwärtig noch verbreitetste Material; doch wird demselben in neuerer Zeit besonders für grosse Pumpen häufig das Schmiedeisen vorgezogen.

Die Belastung der Fundamente concentrirt sich in der Axe des Pumpencylinders und der Steigröhren. In der ersteren ist sie beim Niedergange am grössten und dem Wasserdruck auf den Kolben mehr dem verhältnissmässig geringen Gewichte des im Cylinder enthaltenen Wassers, also annähernd dem ersteren Druck allein gleich. In der Axe der Steigröhren wirkt, wenn sich ober der Pumpe eine Compensation befindet, nahe der Druck einer cylindrischen Wassersäule, deren Höhe gleich derjenigen der Steigröhren und deren Durchmesser gleich dem äusseren des in die Compensation eingetauchten Rohres ist; fehlt die Compensation, so reducirt sich der genannte Durchmesser auf den inneren der Steigröhren. Zu diesen Belastungen kommt noch das Gewicht der Pumpentheile bis zur ersten Compensation und des Wassers in den Saugröhren. Es ist daher vortheilhaft, wenn die Basis des Cylinders sowohl als der Steigröhren direct auf den Pumpenträgern liegt; das Fundament gestaltet sich dabei am einfachsten.

Die Träger sind auf relative Festigkeit gegen die ruhende Belastung, wegen der Stösse jedoch auf grosse Sicherheit zu berechnen. Es ist zu empfehlen, dieselben als an beiden Enden einfach unterstützt zu betrachten, und die grösste zulässige Spannung pr. Quadratmeter nicht höher als mit 400,000 Kil. für Eichenholz, 1·6 bis 2 Millionen Kil. für Gusseisen

in Form hochkantig gestellter Platten oder I-förmiger Träger, endlich mit 3 Millionen Kil. für Schmiedeisen anzunehmen.

Die für die Träger nothwendigen Vertiefungen in den Schachtstössen dürfen nur ausgemeisselt, nicht gesprengt werden, weil durch die Schüsse die Festigkeit des umgebenden Gesteines leidet.

Die Anordnung des Fundamentes hängt von der unter „Entwurf einer Pumpenanlage" zu besprechenden Anordnung des Grundrisses der Pumpe, namentlich von der Stellung des Gestänges ab. In dieser Beziehung sei hier nur bemerkt, dass das Gestänge *a*, Fig. 212, wenn noch eine tiefer aufgestellte Pumpe zu betreiben ist, ober dem Befestigungspunkte des Mönchkolbens in zwei Theile *b*, Gabelgestänge, getrennt wird, welche zu beiden Seiten des Pumpencylinders *c* und des Trägers *t* fortlaufen und sich unterhalb wieder vereinigen. Das Gestänge für eine Hubpumpe dagegen wird meist nur einseitig vom Hauptgestänge abgezweigt und neben Cylinder und Fundament der Druckpumpe herabgeführt.

Gemauertes Fundament. Ein gemauertes Fundament, aus zwei Quadernbögen bestehend, welche durch die Grundplatten zweier nebeneinander stehenden Pumpen überbrückt sind, ist im Andreasschachte zu Schemnitz in Anwendung.

Bei der Wasserhebmaschine der Grube Sulzbach-Altenwald*) sind die Röhrentouren auf einem Schmiedeisen-Träger gelagert und dieser ruht auf zwei 2^{m} starken, aus Ziegeln in Cement hergestellten Bögen, welche parallel zum langen Schachtstosse gerichtet sind und 6 Meter Spannweite besitzen. Der Scheitel, auf welchem der eiserne Träger ruht, befindet sich ausserhalb des Mittels, daher die Bögen die Schwanenhals-Form besitzen.

Hölzerne Pumpenträger. Die gewöhnliche Einrichtung der hölzernen Pumpenträger zeigen Fig. 227 in der Ansicht, 228 im Querschnitt und 230 im Grundriss. Sie bestehen aus vierkantig behauenen Balken, welche einfach oder paarweise neben- und nach Bedarf in einer oder mehreren Reihen übereinander gelegt, in das Gestein je nach dessen Festigkeit 0·5 bis 1·5 Meter tief eingelassen und verkeilt werden. Die Träger liegen parallel zum kurzen Schachtstosse, die Gabelgestänge laufen beiderseits vom Cylinder *c* hinab; die Befestigung der Grundplatte erfolgt durch Schrauben.

Der Querschnitt der einzelnen Hölzer richtet sich nach der Stärke der zur Verfügung stehenden Stämme und beträgt bis 0·8 Meter im

*) Preuss. Zeitschrift 1874, 22. Bd., S. 185.

Quadrat. Die Anordnung Fig. 229 des Querschnittes erzielt einen noch solideren Verband der Balken.

Die Tragfähigkeit ist, ungeachtet die Balken durch die Befestigungsschrauben der Pumpe untereinander verbunden sind, nicht grösser als die Summe der Tragkräfte der einzelnen Balken anzunehmen. Sind also b, Fig. 228, die Breite des Fundamentes, n die Zahl und h die Höhe der einzelnen Balkenlagen, l die Länge der letzteren und P Kil. die Belastung, welche in der Regel als nahe in der Mitte wirkend angesehen werden kann, so hat man bei 400000 Kil. Belastung pr. Quadratmeter

$$\frac{Pl}{4} = 400000\, n \frac{b h^2}{6},$$

$$n h^2 = \frac{3\, Pl}{800000\, b},$$

worin die Maasse in Metern zu verstehen sind. Die Breite b ist von den Dimensionen der Grundplatte abhängig, h wird gewählt; je grösser h, desto kleiner ergibt sich die Gesammthöhe nh des Fundamentes.

Beispiel. Es seien, eine Compensation ober der Pumpe vorausgesetzt, der Wasserdruck auf den Mönchkolben und auf den äusseren Querschnitt der Steigröhren zusammen gleich 21,000 Kil., das Gewicht der Pumpe bis zur ersten Compensation sammt Saugröhren und dem in letzteren enthaltenen Wasser gleich 10,800 Kil., also $P = 31{,}800$ Kil., ferner $l = 3^{m}$, $b = 0{\cdot}76^{m}$, so wird

$$nh^2 = \frac{3 . 31800 . 3}{800000 . 0{\cdot}76} = 0{\cdot}47.$$

Sei die Zahl der Balkenlagen $n = 3$, so wird deren Höhe

$$h = \sqrt{\frac{0{\cdot}47}{3}} = \text{rund } 0{\cdot}4^{m};$$

für $n = 2$ dagegen wird

$$h = \text{rund } 0{\cdot}5,$$

daher die Gesammthöhe nh im ersten Falle 1·2. im zweiten 1^m^. Die Breite der Balken kann gleich 0·5 $b = 0{\cdot}38^{m}$ genommen werden.

Bei dem Fundament Fig. 232 und 233*) sind zwei Reihen Einstriche a in die Schachtstösse eingebühnt, auf welchen der eigentliche Pumpenträger b ruht.

Ist die Grundplatte der Pumpe parallel zum langen Schachtstosse zu stellen, so kann man den Pumpenträger a, Fig. 231, einerseits in ein Bühnloch, anderseits auf Einstriche b legen.

Ist das Saugrohr nach Fig. 196 oder 208 in der verlängerten Axe des Steigrohres vertical abwärts geführt, oder der Pumpencylinder mittelst angegossener Lappen zu stützen, wie in Fig. 197, so sind Quer-

*) Preuss. Zeitschrift 1862, 10. Bd., S. 56.

träger nothwendig, welche je nach der Stellung der Pumpe gegen die Schachtstösse entweder direct in die letzteren eingebühnt oder auf Längsträger gelegt werden; diese müssen nöthigenfalls so weit von einander entfernt sein, dass das Gestänge neben dem Cylinder herabgeführt werden kann.

Bei Pumpen nach Art von Fig. 215 mit oben abgezweigtem Gurgelrohr und mangelndem Untersatze für das Steigrohr sind zwei Träger in verschiedener Höhe erforderlich; dasselbe kommt bei der Pumpe Fig. 206 vor.

Sprengwerke. Zur Ersparung an Material werden lange und stark belastete Träger auch durch Sprengwerke gestützt. Beispiele dafür geben Fig. 238 und 237*); Fig. 239*) ist der Auf- und 240 der Grundriss eines Lagers mit Querträgern *a*, welche einerseits auf der Mauerung, anderseits auf einem hölzernen Gitterträger ruhen und zwei Druckpumpen als Stütze dienen. Die Querträger *a* fangen dabei nur den in der Axe der Pumpencylinder wirkenden Druck auf. Das Lager Fig. 242 und 243 besteht aus drei an den Enden eingemauerten Sprengwerken *a*, *b* und *c*, von welchen *a* und *b* gleich geformt und senkrecht gegen *c* gestellt sind; die Pumpe steht auf den Balken *d*. Alle diese Constructionen werden indessen kaum billiger zu stehen kommen als einfache Träger von derselben Festigkeit.

Keillager. Bei minder festem Gestein wendet man sogenannte Keillager an, welche die entsprechend zugehauenen Schachtstösse in zwei convergirenden Flächen treffen, daher das nachgiebige Gestein in der Richtung der Längenaxe der Träger zusammendrücken, nicht aber die unter der Auflagefläche befindlichen Theile lostrennen, wie es bei horizontaler Lage dieser Fläche der Fall sein könnte. Bei den Keillagern muss man auf eine Setzung bedacht sein, die jedoch nur so weit fortschreiten kann, bis der Widerstand des comprimirten Gesteines dem auf Verdichtung desselben wirkenden Druck gleichkommt. Ein solches Fundament zeigt Fig. 241**); dasselbe stützt eine Pumpe von 0·76^{m} Plungerdurchmesser, 2·8^{m} Hub und 60^{m} Druckhöhe; das Gestein ist ein nicht sehr fester Kohlenschiefer. Das Lager besteht aus 11 Eichenholzkeilen, die nach Art eines Gewölbes von 10^{m} Radius zusammengepasst und durch Döbel *a* zu drei Haupttheilen verbunden sind, von welchen der mittlere die beiden seitlichen um 11^{cm} überragt, um für die Senkung Spielraum zu lassen. Auf diesem Mitteltheil ruht der 0·74^{m} im Quadrat starke Unterlagsbalken *b* für die Pumpe; die Breite der Keile ist ebenfalls 0·74^{m}.

*) Preuss. Zeitschrift 1861, 9. Bd., S. 185.

**) Ebendas. 1861, 9. Bd., S. 185.

Für den Fall, dass das Mittelstück weiter als um 11^{cm} niedergedrückt würde, ist eine Eisenverankerung vorgerichtet, bestehend aus drei 11^{cm} starken Axen *c*, welche in das Holz theilweise eingelassen und beiderseits vom Lager durch zwei Stangen *d* von 12^{cm} im Quadrat verbunden sind. Dadurch wird die Belastung auch auf die Seitenkeile übertragen und die Einbiegung des Balkens *b* verhütet.

Die Pumpe Fig. 215*) ist mit zwei unter dem Cylinder und den Steigröhren angebrachten Lagern versehen, deren eines Fig. 234 bis 236 zeigen. Es besteht aus 6 Balken *a*, welche sich gegen 5^{cm} starke Pfosten stützen; letztere sind an die unter $^1/_6$ Neigung zugehauenen Schachtwände gelegt. Die Querhölzer *b* stützen die Grundplatte, ein Sprengwerk erhöht die Festigkeit. Die Pumpe hat 65^{m} Druckhöhe, 0·58^{m} Kolbendurchmesser und 3·15^{m} Hub. Im Grundriss Fig. 235 ist das Gestänge *g* angedeutet.

Das Lager der Pumpe Fig. 196 zeigen Fig. 259 und 260; dasselbe ist wegen des in der Axe der Steigröhren vertical abwärts geführten Saugrohres *s* getheilt, besteht aus zwei Trägern mit abgeschrägten Enden und zwei Querhölzern, auf welchen die Grundplatte der Pumpe ruht.

In Fig. 251 ist ein Keillager skizzirt, welches an einer Stelle ausgeführt wurde, wo eine Sprungkluft das Gestein (sandigen Schiefer) durchsetzt.**) Die Holzkeile sind durch eiserne Döbel *n* verbunden, das Widerlager besteht aus zwei Gusseisenplatten, welche während der Aufstellung des Ganzen durch Diagonalstangen *h* mit einander verbunden wurden; der Raum hinter und neben den beiden Platten ist mit Cement ausgegossen. Eine der Platten zeigen Fig. 248 in der Ober- und Fig. 247 in der Unteransicht, Fig. 250 ist die Seitenansicht und 249 der Querschnitt. Zwischen den vorspringenden, durch Rippen verstärkten Leisten *a* befinden sich die beiden äussersten Holzkeile. Die Ansätze *d* dienten zur Befestigung von eisernen Rundstangen, an deren vorstehenden Enden die Diagonalstangen *h*, Fig. 251, aufgeschoben wurden, die Ansätze *e* als Stütze für die Platten selbst in ihrer geneigten Stellung, die Löcher *l* zur Controle, ob die Füllung des Raumes zwischen Platte und Gestein mit Cement regelmässig fortschreite, endlich die an der Rückseite befindlichen, aus Fig. 247 und 249 ersichtlichen viereckigen Vertiefungen zur Erzielung eines guten Eingriffes der Platte in die Cementschicht. Die Grundplatte der Pumpe ruht auf den Balken *qp*, welche den Druck der Belastung gleichförmig auf die ganze Oberfläche des Lagers vertheilen.

Zu Bleiberg bei Aachen wurde das Pumpenfundament für 1^{m} Cy-

*) Erfahrungen 1863, S. 7.

**) Preuss. Zeitschrift 1876, 24. Bd., S. 155.

linderdurchmesser und 80^{m} Druckhöhe in der aus Fig. 246 ersichtlichen Art aus mehreren aufeinanderfolgenden Sprengwerken hergestellt. Dabei ist eine grosse Festigkeit erreicht, aber auch der Holzaufwand beträchtlich.

Verlagerung in gemauerten Schächten. In gemauerten Schächten tritt, wenn man die Träger in das Mauerwerk einsenkt und darauf ruhen lässt, der Uebelstand ein, dass die Mauerung durch die Erschütterungen beim Pumpenbetrieb gelockert wird, was um so nachtheiliger ist, wenn der Schacht sich im schwimmenden Gebirge befindet und wasserdichte Mauerung besitzt.

Hölzerne Träger sollen daher, wenn es thunlich ist, durch die Mauer hindurch bis in das feste Gestein greifen und durch Theerung gegen die nachtheilige Einwirkung des Mörtels gesichert werden.

Bei wasserdichter Schachtmauerung werden die Enden der Träger, welche letztere dann am besten aus Schmiedeisen bestehen, in gusseiserne Kästen gesteckt, oder nur auf Eisenplatten gelegt, die Mauer an der betreffenden Stelle nach aussen verstärkt, und auf die Verstärkung das armirte Ende des Trägers aufgelegt. Bei dieser Vorkehrung zeigten sich keine weiteren Uebelstände.*)

Gusseiserne Träger. Solche Träger, nach dem Princip des Keillagers ausgeführt, dienen den Pumpen im Leopoldschacht bei Schemnitz als Stütze. Die Schachtwände sind ausgehauen, kleine Mauerkörper aus Quadern eingesetzt und diese unter entsprechender Neigung abgeglichen. Der Träger besteht aus vier hochkantig gestellten Gusseisenplatten *a*, Fig. 244 und 245, auf welchen die Pumpe durch Bolzen *b* festgehalten wird, und zwei schräg gestellten Stützplatten *c*, welche mit vorspringenden Leisten zwischen *a* greifen. Da das Gusseisen sowohl als das Mauerwerk harte Körper sind, müssen die Keilflächen der Quadern sehr genau bearbeitet werden, um ein gutes Zusammenpassen zu erzielen, daher die Montirung schwierig ist.

Auf der Grube Constantin der Grosse sind gusseiserne, aus Stücken zusammengesetzte Träger in Verwendung.

Schmiedeiserne Träger. Diese sind am besten mit I-förmigem Querschnitt auszuführen; bei deren Auflagerung ist dafür zu sorgen, dass der Druck sich auf eine hinreichend grosse Grundfläche vertheilt. Fig. 266 zeigt einen der Pumpenträger vom 2. Scharleyer-Tiefbauschacht**) in der Vorder-, Fig. 268 in der Seitenansicht und Fig. 267 im Querschnitt. Es sind nach Fig. 262 4 Träger *a* parallel zum kurzen Schachtstosse gelegt, und von zwei als Unterlage zweier Druckpumpen *b c* dienenden Gusseisen-

*) Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd., S. 185.
**) Ebendas. 1864, 12. Bd., S. 26.

platten *d* derart überbrückt, dass jede Pumpe auf drei Trägern ruht. Letztere bestehen nach Fig. 266 und 267 aus zwei durch Stehbolzen *a* abgesteiften Seitenplatten *b*, zwei Deckplatten *c* und Winkeleisen, welche den ganzen Rand der Platten *b* einfassen, zur Verstärkung und zur Verbindung mit den Deckplatten dienen. Jede Seitenplatte ist aus drei durch aufgenietete Bänder *d* vereinigten Stücken zusammengesetzt. Die Enden der Träger ruhen in gusseisernen Kästen *k*, Fig. 265, und sind in und ober diesen sorgfältig mit Klinkern und Cement vermauert. Die Mauerung, welche zugleich die Schachtwände versichert, ruht auf Bögen.

Bei der Lagerung Fig. 232 (S. 97) fertigt man den Unterzug *b* mitunter aus Schmiedeisen.

Doppelte Verlagerung. Die Pumpe Fig. 176*) besitzt eine doppelte Verlagerung. Die obere, welche Fig. 177 im Grundrisse zeigt, besteht aus vier Schmiedeisenbalken *ab*, von welchen *a* die Flantsche des Stopfbüchsenaufsatzes, *b* die des Druckventilkastens stützen; die Balken *ab* ruhen in gusseisernen Schuhen und diese auf Einstrichen *e*. Das untere Lager ist ein Träger aus Holzbalken, auf welchem das Saugrohr *s* und die Tragstempel *t* ruhen und der seinerseits durch drei wie *e* angeordnete doppelte Einstriche gestützt wird. Eine solche Verlagerung ist weniger zu empfehlen als ein einziges Lager, weil man keine Gewissheit hat, wie stark jeder der Stützpunkte belastet ist. Man erreicht damit nur den Vortheil, dass das obere Lager den Pumpencylinder gegen seitliche Vibrationen schützt, welche bei der Anordnung Fig. 176 wegen der tieferen Lage des Fundamentes gegen den Pumpencylinder in stärkerem Maasse eintreten können.

Zuweilen werden nahe dem oberen Ende des Pumpencylinders besondere Lager angeordnet, welche blos für letzteren Zweck, zur Verhütung der Seitenschwankungen bestimmt sind; da aber das Gestänge stets nahe ober der Pumpe eine Führung erhält, ist diese Vorsicht nur etwa bei grosser Höhe des Pumpenbaues am Platze.

Freitragende Lager. Eigenthümlich ist die Construction, bei welcher die Träger nur einseitig in den Schachtstoss eingelassen und darin fest verkeilt sind und mit dem freien Ende die Pumpe stützen. Die Träger sind dabei stark in Anspruch genommen, doch wird der Schachtquerschnitt am wenigsten beengt. Solche Lager kommen in England vor**), ferner im Bezirke Bochum.***)

Neuerer Zeit wurden bei der Ehrhardt'schen Wasserhebmaschine

*) Preuss. Zeitschrift 1864, 12. Bd., S. 22.

**) Ebendas. 1862, 10. Bd., S. 56.

***) Ebendas. 1860, 8. Bd., S. 184.

des Dechenschachtes No. 3 der Grube Heinitz bei Saarbrücken die Pumpenlager*) ebenfalls auf diese Art ausgeführt, in der Absicht, den Querschnitt des runden Schachtes, von welchem nur ein Segment für die Wasserhebung bestimmt war, möglichst wenig in Anspruch zu nehmen. Die Pumpenträger sind Blechbalken; bei der unteren Pumpe, wo das Gestein unsicher ist, wurde noch ein hölzernes Keillager zu Hilfe genommen. Die betreffende Verlagerung zeigen Fig. 261 in der Ansicht und Fig. 269 im Querschnitt. Darin ist *b* das hölzerne Keillager, welches durch Döbel, ferner durch an beide Stirnflächen angelegte Balken *p* und Schrauben zusammengehalten wird; an der einen Seite musste das Gestein wegen zu geringer Festigkeit ausgehauen und das Widerlager durch einen aus Ziegeln und Cement bestehenden Mauerkörper *m* gebildet werden. Auf dem Keillager ruht eine Balkenschicht und auf dieser mittelst untergelegter Gussplatte der Blechträger *a*, welcher der Pumpe zur Stütze dient. Bei *c* befindet sich ein zwischen zwei Gusseisenplatten liegender Holzblock und zum Festziehen dienen 10 Paare 10^{cm} breiter Keile *e*. Der Raum unter dem Keillager und dem Träger *a*, sowie ober dem letzteren bis zur First der im Gestein ausgehauten Nische ist mit Cementmauerwerk und Cementguss ausgefüllt. Das Keillager besitzt, als beiderseits eingemauerter Balken betrachtet, 21fache, der Blechträger 14fache Sicherheit gegen bleibende Deformirung.

Einaxige Hubpumpen.

Da die Röhren u. s. w. der einaxigen Hubpumpen sämmtlich in einer Verticalen und in bestimmter Reihe aufeinander folgen, gibt es für dieselben nur eine, und zwar die durch Fig. 274 dargestellte Anordnung. Die Theile einer solchen Hubpumpe sind: das Saugrohr *a*, der Kasten *b* mit dem Saugventil, das Kolbenrohr *c*, der Liderkasten *d*, welcher den Kolben zu untersuchen gestattet, die Steigröhren *f* und der mit Ventilen versehene Kolben *g*. Der letztere ist mit einem Gestänge *h* verbunden, welches sich in den Steigröhren auf- und niederbewegt.

Beim Gang einer Hubpumpe treten ähnliche Erscheinungen ein, wie bei dem einer Druckpumpe. Die Saughöhe ist hier der Entfernung vom Kolben bis zum Unterwasserspiegel gleich; sie wird ziemlich gross, wenn die Pumpe als unterste im Schachte ober der First der wasserzuführenden Strecken aufgestellt ist, um einer Austränkung vorzubeugen.

Zu Anfang des Niederganges ist ein gewisser Druck am Kolben nothwendig, um die Spannung des darunter befindlichen Wassers so hoch zu

*) Uhland's Maschinen-Constructeur 1876, 9. Jahrgang, S. 181; Hörmann, Wasserhaltungsmaschinen, Berlin 1874, S. 33.

steigern, dass die Kolbenventile sich öffnen. Der Uebergriff der letzteren soll daher nicht zu gross sein, damit das Gestänge durch den Druck nicht gebogen wird. Letzteres lässt sich verhüten, indem man bei den dünnen, schmiedeisernen Gestängen eine besondere Belastung anwendet*); in der Regel arbeiten indessen die Hubpumpen auch ohne diese Einrichtung.

Beim Gange ohne Pausen veranlasst der langsame Schluss des Saugventiles bei Beginn des Niederganges, der des Kolbenventiles zu Anfang des Aufganges einen Stoss; für die Construction der Ventile sind daher dieselben Rücksichten massgebend, wie bei Druckpumpen.

Man hat insbesondere beobachtet, dass die aufsteigende Bewegung des Wassers nach Beginn des Kolbenniederganges noch fortdauert, daher Saug- und Kolbenventile zugleich geöffnet sind und die Pumpe bei ganz gutem Zustande der Liederung bis um 8 oder 10 Proc. mehr als die theoretische Menge Wasser liefert. Sobald indessen die Wassermasse ihre Bewegung umkehrt, schliessen sich die Ventile unter einem heftigen Stosse, das Kolbenventil allerdings blos für ganz kurze Zeit. Die Erscheinung tritt nur ein, wenn der Wasserspiegel im Saugreservoir nicht viel tiefer als das Saugventil liegt, weil dann das Aufsteigen des Wassers erleichtert ist; zur Abhilfe dagegen kann man unter dem Saugventil ein Loch bohren und daran ein aufgebogenes Rohr befestigen, durch welches etwas Luft angesaugt wird, deren Spannung das Aufsteigen des Wassers erschwert.**) Dadurch wird aber die Leistung der Pumpe vermindert.

Berechnung. Die ganze Förderhöhe, d. i. der Abstand zwischen dem Wasserspiegel im Saugreservoir und dem Ausguss der Steigröhren beträgt bei den Hubpumpen ausnahmsweise bis 100 Meter, soll aber ohne zwingende Veranlassung nicht grösser als 40 bis 50 Meter sein. Je höher die Wassersäule in den Steigröhren, desto grösser ist bei gleicher Beschaffenheit der Liederung der Wasserverlust am Kolben, und nebstdem wird die Liederung selbst um so rascher abgenützt; die Leistung der Pumpe ist also um so geringer, oder der Gang muss um so öfter wegen Erneuerung der Liederung unterbrochen werden.

Seien A_h die Kolbenfläche, q der Querschnitt des Gestänges, s die Länge des Kolbenschubes, M die theoretische pr. Hub angesaugte Wassermenge, so ist

$$M = A_h s.$$

Bei seinem Aufgange verdrängt der Kolben aus der Pumpe das

*) Wie bei der im Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1872, 2. Reihe, 1. Bd., S. 464 beschriebenen Pumpe.

**) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1858/9, 4. Bd., S. 449.

Wasservolum $A_h s$, welches jedoch zum Theil das durch den Austritt des Gestänges frei werdende Volum $q s$ erfüllt, daher ist die beim Aufgange ausgegossene Wassermenge

$$M_a = A_h s - q s;$$

beim Niedergange verdrängt das Gestänge die Menge

$$M_n = q s;$$

die Summe beider, oder die bei einem Auf- und Niedergange ausgegossene Menge ist daher

$$M_a + M_n = A_h s = M,$$

d. h. gleich der beim Aufgange angesaugten Menge, wie sich von selbst versteht.

Hieraus geht aber hervor, dass die einaxigen Hubpumpen doppeltwirkend sind, nur wird, da a stets bedeutend kleiner als $A_h - a$ ist, beim Niedergange viel weniger Wasser gehoben als beim Aufgange.

Zur Berechnung der Hubpumpen kann man sich derselben Formeln (29) bis (31) wie für Druckpumpen bedienen, nur ist wegen des grösseren Wasserverlustes in (31) der Wirkungsgrad $\varepsilon = 0{\cdot}75$ statt $0{\cdot}8$ einzusetzen; man erhält daher für den Meter als Längeneinheit

$$(35) \quad \left\{ \begin{aligned} n &= 30 \frac{v}{s}, \\ A_h &= \frac{2m}{\varphi v}, \\ E &= 18\, m H_h \text{ Pferdekr.} \end{aligned} \right.$$

Hierin bedeuten m die pr. Secunde zu hebende Wassermenge, n die Zahl Doppelhube pr. Minute, A die Kolbenfläche, H_h die gesammte Förderhöhe und E den nothwendigen Betriebseffect. Die Geschwindigkeit v und der Kolbenlauf s sind wie für Druckpumpen, der Coëfficient φ gleich $0{\cdot}9$ anzunehmen. Wenn indessen nur Hubpumpen vorhanden sind, welche durch eine rotirende Maschine betrieben werden, wie beim Abteufen von Schächten, pflegt man v kleiner, gleich $0{\cdot}3$ bis $0{\cdot}6^{m}$ zu nehmen.

Der Widerstand gegen die Bewegung des Kolbens sammt Gestänge ergibt sich in folgender Art. Seien G_h das Gewicht des Gestänges, V der Auftrieb oder das Gewicht eines dem Gestängvolum gleichen Wasservolums, so ist der Widerstand beim Niedergange

$$(36) \quad \ldots\ldots\ldots \quad w_n = V - G_h;$$

soll das Gestänge nicht auf Druck in Anspruch genommen werden, so

muss der Niedergang selbstthätig erfolgen, daher w_n negativ oder $G_h > V$ sein.

Denkt man sich am Gestänge zwei vertical und entgegengesetzt wirkende Kräfte angebracht, welche beide dem Wasserdruck auf den nächst dem Kolben vorhandenen Querschnitt des Gestänges oder der Kolbenstange gleichkommen, so wirken beim Aufgange hindernd das Gestänggewicht G_h und der Wasserdruck auf die ganze Kolbenfläche A_h, förderlich der ganze Auftrieb V, es ist mithin der Widerstand beim Aufgange

$$(37) \quad \ldots\ldots \quad w_a = 1000\, A_h\, H_h + G_h - V$$

für Meter und Kil. als Einheiten. Während also bei Druckpumpen der Hauptwiderstand beim Niedergange zu überwinden ist, tritt bei Hubpumpen das Umgekehrte ein.

Kolben. Der Kolben muss beim Aufgange dicht schliessen, daher am Umfang eine Liederung erhalten, beim Niedergange das Wasser durchlassen, folglich mit Ventilen versehen sein, endlich mit einer Kolbenstange verbunden werden.

Der eigentliche Kolben oder Kolbenkörper wird einem Ventilsitze ähnlich in Form eines Kranzes oder Hohlcylinders construirt, an dessen Umfang die Liederung angebracht und dessen Höhlung von den Ventilen bedeckt ist. Das Material ist Gusseisen, bei geringen Dimensionen und corrosiven Wässern Metall; bei kleinen Druckhöhen und Durchmessern kommen auch hölzerne Kolben vor. Die Aussenfläche wird zuweilen nach unten conisch verjüngt, um eine Klemmung im Pumpencylinder zu verhüten. Der grösste Durchmesser soll um mindestens 2 bis 5 Millimeter kleiner als der des Cylinders sein, so dass nur die Liederung die Cylinderwand berührt. Im Uebrigen richtet sich die Form des Kolbenkörpers hauptsächlich nach der Art der Ventile und folgen unten mehrere Beispiele dafür.

Kolbenstange. Zur Befestigung der Kolbenstange dient meist eine in der Mitte des Kolbens befindliche Hülse, welche durch Stege mit dem Kranze in Verbindung steht. Der Querschnitt q_1 der Kolbenstange ist bei einem Eisengestänge dem Querschnitt des letzteren gleich zu setzen, bei einem Holzgestänge dem Wasserdruck entsprechend zu bestimmen. Bezeichnen wieder H_h die Förderhöhe, h die Saughöhe, A_h den Kolbenquerschnitt, γ das Gewicht einer Volumseinheit Wasser, $\mathfrak{A}$ die zulässige Belastung pr. Flächeneinheit, so muss mit Rücksicht auf die beim Kolbenaufgange eintretende Spannung der Kolbenstange

$$(A_h - q_1)(H_h - h)\,\gamma + A_h\, h\,\gamma = \mathfrak{A}\, q_1 ,$$

$$A_h\, H_h\, \gamma - q_1 (H_h - h)\,\gamma = \mathfrak{A}\, q_1 ,$$

$$q_1 = \frac{A_h H_h \gamma}{\mathfrak{A} + (H_h - h)\gamma}$$

sein. Der Wasserdruck $(H_h - h)\gamma$ pr. Flächeneinheit darf aber stets gegen $\mathfrak{A}$ vernachlässigt werden, daher

$$q_1 = \frac{A_h H_h \gamma}{\mathfrak{A}}$$

wird. Man kann $\mathfrak{A} = 5{,}000000$ Kil. pr. Quadratmeter setzen, wegen $\gamma = 1000$ wird daher

$$q_1 = \frac{A_h H_h}{5000} \text{ Quadratmeter.}$$

Für die grösste Förderhöhe H_h von etwa 50 Metern wird

$$q_1 = 0{\cdot}01\, A_h,$$

oder wenn D den Durchmesser des Kolbens, d den der Stange bedeutet,

$$d = 0{\cdot}1\, D;$$

dabei ergibt sich bei geringem Kolbendurchmesser die Stange zu dünn, daher es passend ist, dem Werth von d noch eine Constante beizufügen und

(38) $d = 0{\cdot}1\, D + 1$ Cm.

zu setzen. Dieser Werth genügt in allen Fällen, und ist auch mit Rücksicht auf die Schwächung durch einen Keil oder ein Schraubengewinde gross genug.

Die Befestigungsart des Kolbens an der Stange muss sich danach richten, dass auf ersteren beim Aufgange ein starker Zug, beim Niedergange ein geringerer Druck übertragen wird; der Befestigungskeil ist daher näher dem unteren Ende der Kolbennabe oder ganz unter derselben anzubringen, in welchem Falle natürlich die Stange oben einen Ansatz erhalten muss. Die Verbindung der Kolbenstange mit dem Gestänge wird bei letzterem besprochen.

Liederung. Die Liederung besteht aus Leder, Guttapercha, Kautschuk, Leinwand, Hanf etc. oder Metall. Unter Stulpkolben versteht man diejenigen, bei welchen ein aus biegsamem Material gefertigter Ring, der Stulp, am Kolben befestigt und vom Wasserdruck an die Cylinderwand gepresst wird.

Das Leder ist das gebräuchlichste Dichtungsmaterial. Um dasselbe dauerhaft zu machen, soll es vor dem Gebrauch in Fett aufbewahrt werden. Man empfiehlt auch das Tränken mit erhitztem Holztheer. *)

*) B.- u. h. Zeitung 1864, 13. Jahrg., S. 164.

Um die Liederung herzustellen, wird nach Fig. 271 und 272 an den Kolbenkranz *a* aussen der Lederstulp *l* gelegt, darüber ein Schmiedeisenring *r* gezogen und dieser durch den Keil *k* mittelst der Schiene *b* festgehalten. Nach Fig. 277 erhalten Kolben und Stulp auch conische Flächen. Der Stulp soll den Kolben um nicht mehr als 1·5 bis 2·5 ^{cm} überragen, damit er nicht umschlägt; mitunter lässt man den Kolbenkörper oben etwas zurücktreten, wie in Fig. 277 bei *n*. Doch können sich in dem Spalt Unreinigkeiten sammeln. Häufig wird der Stulp, um sich besser an die Cylinderwand anzuschmiegen, zugeschärft, was jedoch eine raschere Abnützung desselben zur Folge hat. Beim Niedergange des Kolbens ist wegen mangelnden Wasserdruckes ein dichter Schluss nicht mehr vorhanden, aber auch nicht nothwendig.

Nach Fig. 255 *) ist auf den Kolbenkörper *a* ein Schmiedeisenring *r*, dann der Liederungsring *l* geschoben und durch Holzkeile *n* befestigt. Da der Durchmesser des Ringes *l* kleiner als der des Kolbens ist, kann der Ring nicht von unten her über den Kolben geschoben werden, sondern man steckt ihn von der Seite in geneigter Stellung auf, dreht ihn sodann und lässt ihn auf den Kolben nieder. Es kann daher die Liederung doch erneuert werden, ohne den Kolben von der Kolbenstange zu lösen. Der Ring *l* besteht aus Guttapercha, doch ist die Construction auch für eine Lederdichtung verwendbar.

In Fig. 287 erscheint der Kolbenkörper in zwei Theile *ab* getrennt und der Lederstulp zwischen beiden mittelst des Befestigungskeiles *k* der Kolbenstange eingeklemmt.

Leder in Form von Ringen ist bei den Henschel'schen Kolben in Verwendung. Eine solche Liederung *l* zeigt ferner Fig. 252, mit Schmiedeisenringen *s* abwechselnd Fig. 258. **) Dieselben sind zwischen dem oben vorspringenden Rande des Kolbenkörpers *a* und einem Hilfsringe *r* mittelst Schrauben eingeklemmt. Die Abnützung ist dabei, weil das Leder sich mit der Schnittfläche reibt, geringer als bei Stulpen, daher die Dauer grösser; auch können kleinere Lederstücke bei Zusammensetzung der Ringe benützt werden, allein der Schluss ist weniger dicht, weil er nicht mehr durch den Wasserdruck befördert wird.

Endlich hat man beide Formen vereinigt und einen unten horizontal einwärts gebogenen Stulp auf eine Anzahl Ringe gelegt.

Stulpe aus Guttapercha werden in gleicher Form wie lederne hergestellt, nur sollen sie etwas weniger steil sein; auch empfiehlt man, um die mangelnde Biegsamkeit des Materials zu ersetzen, den Rand des

*) Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd., S. 114.
**) Ebendas. 1860, 8. Bd., S. 115.

Ringes von oben herab auf 2 bis 3 cm Höhe aufzuschneiden, wobei die Ebene des Schnittes parallel zur Axe der Kolbenstange, jedoch nicht senkrecht, sondern schräg gegen den Umfang des Ringes liegen soll. Die abgenützten Stulpen können, nachdem man sie in heissem Wasser erweicht hat, wieder zur Herstellung neuer benützt werden. Der Cylinder bleibt mitunter unausgebohrt (vergl. Trichterkolben), wobei jedoch der Guss sehr rein ausgeführt sein muss. Die Guttapercha soll von fremden Beimengungen, welche den Cylinder angreifen können, möglichst frei sein; ob dies der Fall sei, erkennt man durch Auflösen in Schwefelkohlenstoff. Ueber die Zweckmässigkeit dieser Liederung lauten die Urtheile sehr verschieden. Neuerlich wurde dieselbe von Westmeyer*) in Form dreier Ringe von viereckigem Querschnitt mit 2 cm Seitenlänge, welche in drei abgesonderte Nuthen am Kolbenumfange eingelegt werden, zur Anwendung gebracht. Die Ringe sind an der Aussenseite von oben gegen unten abgeschrägt, daher oben breiter als unten, so dass nur beim Aufgange des Kolbens ihr oberer Rand an die Cylinderwand gedrückt wird und beim Niedergange kein Klemmen stattfinden kann. Die Liederung hat durch lange Zeit keine Reparatur erfordert.

Stulpe aus vulkanisirtem Kautschuk sollen sich gut bewähren, sind jedoch kostspielig.

Baumrinde als Liederungsmaterial wurde früher öfters verwendet, ist jedoch wenig dauerhaft.**)

Hanf wird, zu Zöpfen geflochten, um den Kolben gewickelt und durch oben und unten vorspringende Kränze an seinem Ort erhalten. Soll der Abschluss dicht sein, so muss der untere Kranz häufig nachgezogen werden. Es zeigt sich hierin der wesentliche praktische Unterschied zwischen Stopfbüchsen und Kolben, welcher darin besteht, dass erstere frei zugänglich sind, sets eingefettet und nachgezogen werden können, daher Hanf für dieselben am besten entspricht, während für Kolben das Leder vorzuziehen ist.

Um eine Leinwandliederung herzustellen, schneidet man diagonal zu den Fäden des Gewebes Segmente und legt diese auf erforderliche Höhe am Kolbenumfange zusammen; es lässt sich dagegen wieder einwenden, dass der Wasserdruck nicht auf Dichtung wirkt.

In ähnlicher Art verwendet man auch Filzscheiben.

Eine Liederung aus Holz zeigt Fig. 256.***) Das Holz ist in

*) Preuss. Zeitschrift 1876, 24. Bd., S. 153; Oest. Zeitschrift 1878, No. 2, S. 20.

**) Ueber einen in Schweden verwendeten Kolben mit Liederung aus Birkenrinde, s. Freiberger b.- und h. Zeitung 1860, 8. Bd., S. 115.

***) Preuss. Zeitschrift 1861, 9. Bd., S. 184.

Form einzelner, nach dem Grundrisse Fig. 257 schräg zusammengepasster Segmente *l* an den Kolben gelegt, durch Schrauben und nebstdem durch einen von unten aufgezogenen Schmiedeisenring *r* befestigt. Die Schrauben werden in Holzpflöcke eingedreht, welche in Bohrungen des Kolbenkörpers getrieben sind; man lässt dieselben auch weg. Die Liederung kostet wenig und hat sich in mehreren Fällen als dauerhaft erwiesen *), doch dürfte sie mehr wasserlässig sein als Lederstulpe. Man hat ferner Holzklötze verwendet, welche durch Federn nach aussen gedrückt werden. **)

Bei einigen Pumpen ***) wurde eine der Ramsbottom'schen ähnliche Liederung aus drei federnden Gussstahlringen von 1 bis 1·5 ^{cm} im Qnadrat, welche in Nuthen von etwas grösserem Querschnitt am Kolbenumfange liegen, hergestellt; dieselben sollen sich sehr gut bewährt haben. Kley hat den Kolben mittelst eines oben aufgelegten Gusseisenringes gedichtet (s. Trichterkolben). Auch an mehreren Orten Preussens wurden Ringe aus Gusseisen, dann solche aus Phosphorbronce angewendet. †) Letzteres Material ist dauerhafter, wird daher besonders bei corrosiven Wässern empfohlen, durch welche die Wand des Pumpencylinders angegriffen, daher eine raschere Abnützung der Liederung herbeigeführt wird. Jedoch klemmen sich die Bronceringe, wenn ihre Dicke sich vermindert hat, zwischen dem Kolbenkörper und der Cylinderwand und können dadurch weitere Schäden herbeiführen, während Gusseisenringe in diesem Falle springen.

Da die noch stets am meisten verbreitete Lederliederung besonders bei sandigem Wasser der baldigen Zerstörung unterliegt, ist eine Fortsetzung der Versuche mit Metallringen sehr wünschenswerth.

Kolbenventile. Diese werden wie die ruhenden Ventile construirt. Man findet meist Klappen-, seltener Teller- oder biegsame Ventile.

Die Ventilöffnung soll möglichst gross sein; da aber der Ring, die Stege oder Rippen und die Nabe stets einen beträchtlichen Theil des Kolbenquerschnittes in Anspruch nehmen, bleibt nicht leicht mehr als 0·4 bis 0·5 dieses Querschnittes als freie Ventilöffnung. Bei einzelnen Arten von Ventilen wird dieses Verhältniss schon dadurch ungünstig, dass am Umfange derselben der hinreichende Raum für das Aufsteigen des Wassers frei sein muss.

Kolben mit Klappenventilen. Einen solchen Kolben, dessen Leder-

*) Preuss. Zeitschrift 1864, 12. Bd., S. 7.

**) Berg- u. hüttenm. Zeitung 1853, 12. Bd., S. 415.

***) Preuss. Zeitschrift 1862, 10. Bd., S. 205.

†) Ebendas. 1877, 25. Bd., S. 231, 232.

dichtung oben beschrieben wurde, zeigen Fig. 271 und 272 in zwei Schnitten und Fig. 273 im Grundrisse; Fig. 270 ist ein Schnitt durch den Steg des Kolbenkörpers. Die Befestigung der gemeinschaftlichen Lederplatte der beiden Ventile erfolgt durch eine Eisenschiene *c*, welche in der Mitte mit einer zur Hubbegrenzung dienenden Verstärkung versehen ist. Die Kolbenstange besitzt im unteren Theil einen rechteckigen Querschnitt, ist durch den Kolbenkörper, die Schienen *c* und *b* gesteckt und durch einen Keil befestigt. Man zieht die Keile im Allgemeinen den Schraubenmuttern vor, da diese, auch wenn sie mit Gegenmuttern versehen sind, sich lockern. Statt dessen wird die Schiene *c* auch möglichst dünn, aus Stahl, gefertigt und durch eine Oeffnung der Kolbenstange gesteckt, oder mit der letzteren aus einem Stücke hergestellt, wie Fig. 263 und 264 zeigen, der Hub durch Arme *d* begrenzt; das Ganze führt dann den Namen Kolbenschwert. Es ergibt sich dabei ein schwierigeres Schmiedestück, jedoch eine festere Verbindung. Die Arme *d* können übrigens wegbleiben und durch aufgebogene, an den Ventilen befestigte Schienen ersetzt werden.

Vergleicht man den Kolben Fig. 272 mit dem Ventil Fig. 41, so findet man, dass beide sich im Wesentlichen nur durch die am Kolbenumfange angebrachte Liederung unterscheiden. In ähnlicher Art entstehen aus den Fig. 38 und 49 gebräuchliche Kolbenformen, wenn man überall am Umfange eine Liederung anbringt und das Ventilschwert nach oben als Kolbenstange fortsetzt.

Eine andere Befestigungsart der Kolbenstange *s* zeigen Fig. 252 bis 254. Die Stange endigt unten in eine cylindrische Hülse, welche einen am Stege des Kolbenkörpers angegossenen Aufsatz umschliesst. Der Kolben ist mit der früher erwähnten Lederdichtung versehen, die Construction der Ventile stimmt mit Fig. 49 (S. 28) überein. Das Kolbenschwert fällt weg, der Aufsatz am Stege erfordert aber, da Gusseisen für den Widerstand gegen Zug sich nicht gut eignet, eine plumpe, massige Form.

Bei geringen Dimensionen kann man Kolben mit nur einer Klappe, Fig. 284 bis 286, verwenden; das Leder des Ventiles ist dabei mittelst der Eisenschiene *n* befestigt, die Kolbenstange gegabelt, um der Klappe freies Spiel zu gestatten; dieses ist durch den Steg begrenzt, der beide Arme der Kolbenstange verbindet. Die Befestigungskeile der Kolbenstange halten zugleich den Ring, welcher den Lederstulp umschliesst.

Bei grossem Kolbendurchmesser dagegen werden mehrere Klappen angeordnet. So zeigen Fig. 278 den Grundriss und Fig. 277 den Schnitt nach *A B* eines Kolbens mit 8 Klappen für eine Pumpe von 1^m Cylinder-

durchmesser*); Fig. 288 ist der Schnitt nach *C D* der Fig. 277. Der Kolbenkörper besteht aus der Nabe, 8 Rippen und dem Kranze. Die Räume zwischen den Rippen sind durch dreieckige Klappen bedeckt, welche paarweise gemeinschaftliche Lederplatten besitzen, die durch schmiedeiserne Schienen *c* und Schrauben an den abwechselnden Rippen des Kolbens befestigt sind. Die äusseren von diesen Schrauben stützen zugleich den Ring *b*, und dieser den Ring *r*, welcher den Lederstulp *l* festhält. Die Kolbenstange ist durch einen zweitheiligen eisernen Cylinder *h* und einen Keil *k* befestigt. Bei 0·785 Quadratmeter Kolbenquerschnitt beträgt der Gesammtquerschnitt der Ventilöffnungen nur 0·3 Quadratmeter; diese Oeffnungen könnten bis zum äusseren Umfange ausgedehnt und dort durch Kreisbögen begrenzt, also die Wände *w*, Fig. 278, weggelassen werden; doch hielt man den obigen Querschnitt für genügend. Der Hub der Ventile ist durch die schrägen Seitenflächen der Schienen *c* begrenzt.

Einen Kolben von 0·7^{m} Durchmesser mit 5 Klappen zeigen Fig. 275 zur Hälfte im Schnitt, zur Hälfte in der Ansicht, und Fig. 276 im Grundrisse, zum Theil ohne Klappen. Letztere besitzen ihre Charniere am Umfange des Kolbens und steigen gegen die Mitte an, daher ihre Sitzflächen Trapeze *e f g h*, Fig. 276, sind, welche zusammen eine 5seitige abgestutzte Pyramide bilden. Die Befestigung des Leders der Ventile und die Hubbegrenzung erfolgt durch Schienen *c* und Schrauben *d*. Diese sind durch die Kolbenwand gesteckt; ihre Köpfe liegen, wie der Schnitt Fig. 291 nach *m n* des Grundrisses und die Ansicht Fig. 292 von der Innenseite des Kolbens her zeigen, zwischen Vorsprüngen am unteren Kolbenrande und stützen zugleich den Befestigungsring *r* des Lederstulpes *l*. Die Kolbenstange ist durch Gegenmuttern befestigt, deren Losdrehen ein schwacher Keil hindert.

Bei radialen Drehungsaxen die Ventile sämmtlich nach derselben Seite aufklappen zu lassen, was für Ventile mit ruhendem Sitze als die beste Anordnung empfohlen wurde, erscheint für Kolbenventile nicht räthlich, weil die Kolbenstange beim Niedergange durch die Reaction des Wassers gegen die geöffneten Klappen gedreht werden kann.

Kolben mit Tellerventilen. Einen Kolben mit Tellerventil zeigt Fig. 281; derselbe ist aus zwei Theilen *a b* zusammengesetzt, welche Fig. 282 und 283 abgesondert im Grundrisse zeigen. Zwischen *a* und *b* ist der Lederstulp *l* mittelst des Befestigungskeiles *k* der Kolbenstange eingeklemmt. Das Ventil ist gegossen, unten mit Leder bedeckt, welches

*) Burat, das Material des Steinkohlenbergbaues, deutsch von Hartmann, Taf 62, S 316.

durch eine ringförmige Schmiedeisenscheibe und Schrauben mit versenkten Köpfen festgehalten wird; die Führung erfolgt durch den mittleren, runden Theil *c* der Kolbenstange.

Desgleichen werden Kolben ganz ähnlich dem Ventilsitze sammt Ventil Fig. 110*) construirt, nur der Kolbenkörper aussen nahe cylindrisch geformt. Eine solche Form zeigen Fig. 289 und 290; *a* ist das Ventil, unten mit einer Lederscheibe bekleidet, welche durch einen Schmiedeisenring festgehalten wird; der Hub ist durch die Hülse *h* begrenzt, in der das unterste Gestängstück mittelst Keil gehalten wird. Zur Befestigung des Lederstulpes *l* dient der Ring *r*, welcher durch die Traverse *t* und eine Schraubenmutter mit Gegenmutter angezogen wird.

Diese Ventile sind von einfacher Construction und dauerhaft. Dagegen lenken sie den Wasserstrom mehr ab als Klappen und lassen eine geringere freie Ausströmungsöffnung. Das Wasser muss nämlich den ringförmigen Querschnitt zwischen Ventil und Cylinderwand durchströmen, dieser Querschnitt mithin der Fläche der Ventilöffnung gleichkommen. Sind also D der Kolbendurchmesser, d der kleinste Durchmesser der Oeffnung im Kolben, o die Oberfläche der Stege sammt Nabe, s die Breite der Sitzfläche, so muss

$$\frac{d^2 \pi}{4} - o = [D^2 - (d + 2s)^2] \frac{\pi}{4},$$

$$2 d^2 + 4 d s = D^2 - 4 s^2 + \frac{4 o}{\pi},$$

$$d = -s + \sqrt{s^2 + \frac{D^2}{2} - 2 s^2 + \frac{2 o}{\pi}},$$

oder, da man s^2 unter dem Wurzelzeichen vernachlässigen kann,

$$(39) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad d = 0{\cdot}71 \sqrt{D^2 + 1{\cdot}27\, o} - s$$

sein. Das Verhältniss zwischen den freien Durchgangsquerschnitten und dem Cylinderquerschnitt ist

$$(40) \quad . \; . \; . \quad v = \frac{D^2 - (d + 2s)^2}{D^2} = 1 - \left(\frac{d + 2s}{D}\right)^2,$$

und man wird finden, dass dasselbe bei kleinerem Kolbendurchmesser unter 0·4 sinkt.

Beispiel. Bei dem Kolben Fig. 281 ist $D = 35$ Cm.; da nach (39) annähernd $d = 0{\cdot}71\, D = 25$ Cm. wird, kann man die Breite der Sitzfläche nach (6), Seite 17.

*) Burat, Cours d'exploitation des mines 1871, S. 366.

$$s = 0{\cdot}004 + \sqrt{0{\cdot}002 \,.\, 0{\cdot}125} = 0{\cdot}02^{\mathrm{m}}$$

nehmen; ferner kann der Durchmesser der Nabe des Ringes b gleich 7, die Breite des Steges gleich 2·5 Cm. gesetzt werden, daher sich

$$o = 0{\cdot}0084 \text{ Quadratmeter},$$

dann aus (39) und (40)

$$d = 0{\cdot}24^{\mathrm{m}}, \quad v = 1 - 0{\cdot}64 = 0{\cdot}36$$

ergibt.

Kolben mit Doppelsitzventil. Auf der Abendsterngrube bei Rosdzin sind Hubpumpen-Kolben mit Doppelsitzventilen von der auf Seite 36, Fig. 524, beschriebenen Einrichtung in Verwendung. Der Kolben selbst ist durch einen einfachen Stulp gedichtet. Ueber Doppelsitzventile gilt auch bezüglich ihrer Anwendung als Kolbenventile das früher Gesagte.

Kolben mit biegsamen Ventilen. Auch für Kolben werden biegsame Ventile aus Leder oder Kautschuk in Form runder Scheiben benützt; die Oeffnung im Kolben muss dann mit einem Gitter versehen sein, welches den Durchgangsquerschnitt vermindert. So ist in Fig. 287 das Ventil v eine Kautschukscheibe, deren Hub durch die Schüssel n begrenzt wird; diese kann bei grösseren Dimensionen ebenfalls gitterartig ausgeführt werden. Der Kolben $a\,b$ ist zweitheilig, der Absatz p an der Kolbenstange gestattet beide Theile fest zusammenzuziehen, ohne das Kautschuk zu zerquetschen. Eine solche Klappe soll nach $^1/_2$jährigem Gange keine Beschädigung gezeigt haben.*)

Der Kolben Fig. 279**) dagegen ist mit einem aus 3 bis 4 Lederplatten bestehenden Ventil ausgestattet, welches durch einen Bund an der Kolbenstange festgehalten wird und zugleich zur Liederung dient. Die Einschnitte im Kolbenkörper zeigt der Grundriss Fig. 280. Diese Kolben bewährten sich jedoch nicht, indem sie eine zu häufige Erneuerung der kostspieligen Lederscheiben erforderten.

Enthält das Wasser gröbere Unreinigkeiten, z. B. Holzspäne, so bleiben diese leicht am Gitter haften. Man vermeidet dies, indem man an der Unterseite des Kolbens noch ein zweites Gitter anbringt, doch ist dadurch der Durchgang des Wassers noch mehr erschwert.

Trichterkolben. Die Trichterkolben (Letestu'schen Kolben) sind mit biegsamen Ventilen versehen, welche nicht eben, sondern nach einer Kegel- oder Kugelfläche geformt werden; der obere Rand derselben fungirt zugleich als Liederung, oder diese ist abgesondert hergestellt. Enthält das Wasser gröbere Beimengungen, so sind auch die Trichterkolben nicht verwendbar.

*) Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd., S. 115.

**) Zu Joachimsthal in Verwendung gestanden. Erfahrungen 1865, S. 6.

Die gewöhnliche Form eines Trichterkolbens zeigt Fig. 293 im Verticalschnitt; Fig. 294 ist der Grundriss ohne Trichter. Dieser besteht aus Leder, liegt mit dem oberen Rande an der Cylinderwand, im Uebrigen auf dem von zahlreichen Oeffnungen durchbrochenen kegelförmigen Kolbenkörper und wird durch ein Nabenstück *a* mit vier radialen Rippen festgehalten. Eine Schraubenmutter *m* oder ein Keil dient zur Verbindung des Ganzen. Beim Niedergange faltet sich das Leder in den zwischen den 4 Befestigungsstellen befindlichen Räumen einwärts und lässt das Wasser durchströmen. Die Rippen *b* des Kolbenkörpers können bei geringeren Dimensionen auch weggelassen werden.

In der Praxis bewährt sich die Liederung nur bei geringen Hubhöhen, etwa bis 16 oder 20 Meter. Der obere Rand des Trichters wird beim Aufgange durch den Wasserdruck einwärts gebogen und das Leder an der Berührungsstelle mit der Cylinderwand bald durchgerieben. Man hat zur Verstärkung am oberen Rande innen einen Lederstreif, ferner nach Fig. 295 zwischen den Rippen *a* Blechstreifen *b* befestigt, doch ohne Erfolg.*)

Als Ventil fungirt dagegen der Trichter gut, daher die Liederung zweckmässiger abgesondert hergestellt wird. Einen solchen Kolben zeigt Fig. 296.**) Der Körper desselben besteht aus Nabe, zwei concentrischen Kränzen *a b*, 8 radialen Rippen und dem Gitter, auf welchem die nach einer Kugelfläche geformte Lederscheibe *l* ruht; eine kupferne durchbrochene Schüssel *s* begrenzt den Hub. Der doppelte Liederungsring ist durch einen Schmiedeisenring am Kranze *b* befestigt. Eine andere Form ist durch Fig. 298 im Verticalschnitt, zum Theil in der Seitenansicht, und durch Fig. 299 in der Ansicht von unten dargestellt.***) Die Nabe wird dabei durch 6 Rippen mit dem Kranze verbunden; die Oeffnungen in einer der zwischen den Rippen befindlichen Abtheilungen des Kolbenkörpers zeigt Fig. 299. Die Liederung ist ein Stulp aus doppeltem Leder, welcher durch einen unten abgerundeten Ring und 18 kleine Schrauben festgehalten wird.

Bei dem ähnlich construirten Kolben von Kley †), Fig. 301, besteht das Ventil aus zwei aufeinanderliegenden Trichtern, und jeder der letztern aus zwei Stücken, deren in den Seiten des Kegels liegende, zugeschärfte Ränder *a* sich 5 Cm. breit übergreifen. Die Fugen der

*) Erfahrungen 1855, S. 24.

**) Burat, Cours d'exploitation des mines 1871, S. 367.

***) Burat, das Material des Steinkohlenbergbaues, deutsch von Hartmann, Taf. 60.

†) Die Wasserhebmaschinen des Altenberges, S. 57.

beiden Trichter sind um 90° gegen einander verstellt. Beim Niedergange des Kolbens schieben sich also die vier Lederstücke zusammen, so dass ein steilerer Kegel entsteht, an dessen Umfang das Wasser vorüberströmt. Bei 55·5 Cm. Kolbendurchmesser sind blos drei Rippen zur Verbindung der Nabe mit dem Kranze angeordnet. Durch die geringe Dauer der Lederdichtung, welche nicht mehr als 2 bis 3 Wochen aushielt, sah sich Kley veranlasst, die Liederung mittelst eines Gusseisenringes *b* herzustellen. Dieser hat den Querschnitt eines Winkeleisens, ist auf 56 Cm. Durchmesser abgedreht, und ein Stück von 1·5 Cm. Länge schräg herausgeschnitten, so dass der Ring auf den nothwendigen Durchmesser von 55·5 Cm. zusammengebogen werden kann. Derselbe ist durch zwei zusammengeschraubte und mittelst Keilen an der Kolbenstange gegen Verschiebung gesicherte Schienen *n*, deren Grundriss Fig. 302 zeigt, festgehalten, muss jedoch federn können und daher an der Unterseite eine Dichtung erhalten, welche aus einer Kautschukschnur besteht, die in einer Rinne am Kolbenkörper liegt. Der Ring schabt beim Aufgange von der Cylinderwand alle Ansätze von Schlamm oder dergl. ab, welche beim folgenden Niedergange vom durchströmenden Wasser weggespült werden. Eine solche Liederung war nach 8monatlichem Betriebe noch im Gebrauch.

Einen Kolben mit Ledertrichter zeigt noch Fig. 305 im Verticalschnitt.*) Der Kolbenkörper besteht aus zwei Theilen *a* und *b*, von welchen *a* auf *b* aufgeschraubt ist und eine convexe, von zahlreichen runden Oeffnungen durchbrochene Platte bildet, auf welcher der Ledertrichter in der aus der Zeichnung ersichtlichen Weise befestigt ist. Der Teller *c* begrenzt den Hub. Ein den unteren Theil der Kolbenstange bildendes, weiter oben im Steigrohr geführtes Gewicht *g* verhindert eine Biegung des Gestänges zu Anfang des Niederganges. Die Kolbenliederung bildet ein doppelter Lederstulp, welcher durch den Ring *d* und Schrauben am unteren Theil des Kolbenkörpers befestigt wird.

Einen Kolben mit Guttapercha-Trichter von Lévy zeigen Fig. 306 und 307.**) Der Trichter *a* erhält durch Pressen in einer Holzform die angegebene Gestalt und wird mit 4 schrägen Einschnitten versehen, damit er sich beim Niedergange zusammenschiebt. Die Construction ist aus der Figur vollkommen ersichtlich; der obere Rand des Trichters stellt die Dichtung her. Die Dicke desselben und die Höhe der Reibungsfläche werden mit dem Kolbendurchmesser und der Pressung steigend angenommen. Diese Kolben sollen sehr gut entsprechen,

*) Bull de la soc. de l'ind. minérale 1872, 2. Reihe, 1. Bd., S. 463.

**) Ebendas. 1861/62, 7. Bd., S. 669.

was freilich mit anderweitigen Erfahrungen über die Guttapercha-Dichtung im Widerspruch steht. Als Vortheil derselben wird hervorgehoben, dass der rein gegossene Pumpencylinder auch unausgebohrt bleiben könne, wobei sich nur anfangs eine etwas raschere Abnützung der Guttapercha einstellt.*)

Holzkolben. Diese passen nur etwa für geringen Durchmesser und Wasserdruck. Fig. 303**) zeigt einen solchen unvollkommenen, dafür aber höchst einfachen Kolben. Um denselben herzustellen, wird aus Holz ein Cylinder gefertigt, mit zwei parallel zur Axe gerichteten Oeffnungen versehen und in $^2/_3$ seiner Höhe durchgesägt; dann schiebt man beide Theile, um 90^0 gegen einander verdreht, auf die Kolbenstange und befestigt den unteren mittelst eines durchgesteckten Bolzens *a* und der Schraubenmutter *b*. Der obere Theil vertritt nun die Stelle des Ventiles. Behufs grösserer Festigkeit kann man zwischen die Mutter *b* und das Holz eine mit den entsprechenden Oeffnungen versehene Eisenscheibe vom Durchmesser des Kolbens, und wenn man einen dichteren Schluss erhalten will, auch Lederscheiben einlegen.

Fig. 297***) zeigt einen Holzkolben mit zwei halbrunden Oeffnungen, welche von Klappenventilen bedeckt sind; derselbe ist durch zwei Eisenringe und eine unter den mittleren Steg gelegte Schiene verstärkt. Das Kolbenschwert hält das Ventilleder fest. Der Stulp ist einfach angenagelt, bei mehrmaliger Erneuerung desselben wird daher der Obertheil des Kolbens bald zerstört.

Kolben mit beweglichem Kolbenkörper. Noch soll einer eigenthümlichen Kolbenconstruction, Fig. 308, gedacht werden, bei welcher das Tellerventil *a* mit der durch eine Traverse *b* geführten Kolbenstange verbunden und der Kolben *c* innerhalb der durch *a* und *b* gegebenen Grenze verschiebbar ist. Bei Beginn des Niederganges bewegt sich zuerst das Ventil *a* nebst Gestänge allein, bis der Kolben *c* durch die Traverse *b* mitgenommen wird; beim Aufgange steigt zuerst *a* allein empor und nimmt dann den Kolben mit. Das Ganze verhält sich der Hauptsache nach wie ein Kolben mit Tellerventil, wobei der erstere durch die Scheibe *a*, das letztere durch *c* repräsentirt ist und ringförmige Gestalt besitzt.

Der Unterschied besteht nur darin, dass der Ring *c* durch die Reibung festgehalten und stets erst durch das Gestänge in Bewegung gesetzt wird. Hieraus ergibt sich, dass beim Niedergange immer der ganze ge-

*) S. auch Preuss. Zeitschrift 1862, 10. Bd., S. 56.
**) Erfahrungen 1853, S. 32.
***) Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd., S. 115.

stattete Ventilhub erreicht wird, der Kolben einen geringeren Widerstand zu überwinden hat, während bei gewöhnlicher Construction unter dem Kolben ein grösserer Ueberdruck nothwendig ist, um das Ventil schwebend zu erhalten. Dagegen beginnt beim Aufgange das Heben und Ansaugen des Wassers erst nach einem Wege des Gestänges, welcher dem Ventilhub gleichkommt, es wird etwas weniger Wasser geliefert und tritt im Momente, wo *a* mit *c* in Berührung kommt, ein Stoss ein, da das Gestänge in diesem Momente schon eine gewisse Geschwindigkeit besitzt und diese der Wassersäule im Steigrohre mittheilen muss.

Um auf den früheren Vergleich zurückzukommen, verhält sich also der Kolben *c* wie ein Tellerventil, dessen Oeffnung durch irgend eine Kraft erleichtert, dessen Schluss aber in dem gleichem Maasse erschwert wird; diese Kraft ist hier der Reibungswiderstand. Aus den angeführten Gründen wird die Construction nicht vortheilhaft sein.

Pumpencylinder. Die Wandstärke des Pumpencylinders ist wie für Druckpumpen, nach (34), S. 65, zu bestimmen, wobei man, da die Druckhöhe jedenfalls kleiner als 6 Atm. ist, $n = 6$ setzen kann; hiermit ergibt sich aus (34)

$$e = 0{\cdot}024\, d + 0{\cdot}02 \text{ bis } 0{\cdot}03\, d + 0{\cdot}02 \text{ Meter,}$$

unter *d* den Durchmesser verstanden. Der Cylinder wird mit Rippen, am oberen und unteren Ende mit Flantschen, nöthigenfalls auch mit angegossenen Lappen behufs der Fundirung versehen. Das Innere muss ausgebohrt und oben conisch erweitert sein, um den Kolben, dessen Liederung in freiem Zustande einen etwas grösseren Durchmesser als der Cylinder besitzt, einsenken zu können. Die Länge soll nicht viel grösser sein als dem Hub entspricht, weil sich an den vom Kolben nicht berührten Stellen Rost ansetzt, der das Ein- und Ausbringen desselben erschwert.

Ventil, Saug- und Steigröhren. Ueber das Saugventil, die Steig- und Saugröhren und das Reservoir gilt das bei Druckpumpen Gesagte. Wenn das Wasser aus einer Seitenstrecke zu saugen ist, wird in dieser ein Reservoir hergestellt und durch ein Zweigrohr mit dem Saugrohr verbunden. Bei der geringen Länge der Steigröhren ist eine Compensation entbehrlich; nur wenn dieselben von unten in den Saugkasten der höheren Pumpe münden, ist es zweckmässig, unmittelbar unter dem Kasten eine Stopfbüchse einzuschalten.

Der oberste Theil der Steigröhren wird ausnahmsweise neben der Pumpenaxe aufgestellt, z. B. nach Fig. 309*), ein Rohrstück *a* einge-

*) Burat, Cours d'exploitation des mines 1871, S. 367.

schaltet, welches eine Oeffnung mit Deckel *b* besitzt; das runde Gestänge ist durch eine Stopfbüchse nach aussen geführt. An die Mündung *c* schliesst sich der Ausguss oder die Fortsetzung der Steigröhren. Die Hubpumpe kann dabei in die Axe der höheren Druckpumpen und ihres Gestänges verlegt werden.

Liederkasten. Der Liederkasten *d*, Fig. 274, ist ein Gehäuse, welches genügende Höhe und Weite erhält, um durch eine Thür den Kolben vom Gestänge abnehmen, dessen Liederung und Ventile erneuern zu können. Oben und unten wird der Liederkasten bis auf den Durchmesser der anstossenden Röhren verjüngt. Sind die Steigröhren weit genug, um den Kolben durch dieselben aufzuziehen, so lässt man den Liederkasten ganz weg.

Betrieb unter Wasser. Bei den Hubpumpen kommen, da sie bei einer Wasserhebungsanlage gewöhnlich die untersten im Schachte sind, insbesondere die früher angegebenen Einrichtungen zur Verwendung, welche den Fortbetrieb einer im Wasser stehenden Pumpe gestatten. Der Saugventilsitz wird frei aufgelegt, durch ein Gewicht beschwert und zum Ausheben mittelst des Ventilsuchers vorgerichtet. Die Steigröhren erhalten einen etwas grösseren Durchmesser als der Kolben und der Ventilsitz, um diese Theile durch die Röhren aufziehen zu können. Der Ventilkasten ist ganz geschlossen oder hat nur eine kleine Oeffnung zum Nachsehen. Endlich findet man an der Kolbenstange hie und da einen horizontalen, an beiden Enden abwärts gebogenen Arm befestigt, um den Kolben aufziehen zu können, falls die Stange gebrochen ist.

Bei älteren Pumpen hat man, sobald das Saugventil sich untauglich zeigte, ein Hilfsventil auf einen zu diesem Zwecke im Obertheil des Ventilkastens angebrachten Sitz eingelassen.

Entleerung und Füllung. Um die Pumpe zu entleeren, bringt man ober dem Cylinder, und wenn das Innere des Ventilkastens zugänglich sein soll, auch an diesem ein Ablassrohr an. Zur Füllung des Raumes zwischen Kolben und Saugventil ist kein Apparat nothwendig, weil dieser Raum bei tiefster Kolbenstellung klein ist und überdies das Wasser durch die nicht vollkommen dichte Kolbenliederung dringt. Soll das Saugrohr gefüllt werden können, so ist dieselbe Einrichtung wie für Druckpumpen zu benützen.

Conservirung der Pumpentheile. Gegen saure Wässer ist besonders der Pumpencylinder zu schützen, weil die ausgebohrte Innenfläche desselben um so leichter angegriffen wird und die Liederung des Kolbens dann nicht mehr dicht schliesst. Die Ausfütterung muss hinreichend glatt und hart sein. Man verwendet dazu Röhren aus Kupfer

oder Messing. So wurde an mehreren Orten Oberschlesiens*) das Kolbenrohr mit einem 1 Cm. starken Metallcylinder gefüttert, zwischen beiden ein Spielraum von 0·5 Cm. gelassen und dieser mit Pech, an den Enden auf eine Länge von 8 Cm. mit Zinn ausgegossen, endlich das letztere gut verstemmt, um das Eindringen des Wassers in den Zwischenraum zu verhüten. Der Eisen- und der Metallcylinder sind dabei an den einander zugekehrten Seiten nicht glatt appretirt, da die Ausfüllungsmasse an rauhen Flächen um so besser haftet. Dasselbe Mittel wurde von Bornemann mit Erfolg angewendet.**) Ferner sind 0·3 bis 0·5 Cm. starke Cylinder aus Kupfer für saure Wässer in Gebrauch gekommen. Es ist jedoch die Frage, ob diese kostspieligen Mittel sich rentiren. Kolben und Ventilsitze für säure Wässer werden aus Messing hergestellt.

Fundament. Um die Pumpe zu stützen, wird entweder das Saugrohr nach Fig. 274 auf den Schachtsumpf gestellt, wobei man einen Quader unterlegen kann, oder der Pumpencylinder oben mit Lappen versehen, wie bei dem Compensationsrohr Fig. 163, und durch Einstriche gestützt. Soll der Schacht weiter abgeteuft und das Wasser durch ein Zweigrohr aus der Zuflussstrecke gesaugt werden, so kann man den verticalen Theil des Saugrohrs auf Einstriche stellen. Der grösste Druck auf das Fundament stellt sich beim Niedergange ein und kommt dem Gewichte der Pumpentheile und des ganzen Wasservolums gleich, welches ohne Rücksicht auf das Gestänge zu ermitteln ist. Das wirklich vorhandene Wasservolum ist zwar um den vom Gestänge eingenommenen Raum kleiner, allein dem Auftrieb des Gestänges entspricht ein gleich grosser, abwärts gerichteter Druck, welcher ebenso gross ist als das Gewicht des vom Gestänge verdrängten Wassers.

Entwurf einer Pumpenanlage.

Wenn beim Niederbringen des Wasserhaltungsschachtes nur provisorische Pumpen verwendet wurden, schreitet man nach beendetem Abteufen zum Ersatze derselben durch eine stabile Anlage Der Neubau einer solchen kommt ferner vor, wenn die bestehende durch langen Betrieb unbrauchbar geworden ist, oder wegen vermehrter Zuflüsse nicht mehr genügt. Im Folgenden sind die beim Entwurf der Anlage zu beachtenden Regeln angegeben.

Ermittlung der Wassermenge. Vor Allem muss die zu hebende

*) Berg- u. hüttenm. Zeitung 1847, 6. Bd., S. 326.

**) Sächsische Bergwerkszeitung 1852, 1. Jahrgang.

Wassermenge bekannt sein. Es ist Aufgabe des Bergmannes, die Grubenwässer so gut als thunlich in jedem Horizonte aufzufangen und dem Schachte zuzuleiten, weil durch Hinabfallen derselben in tiefere Regionen die zur Hebung erforderliche Arbeit vergrössert wird. Die in den einzelnen Horizonten zusitzenden Mengen ergeben sich nun aus den Dimensionen und dem Gange der bereits vorhandenen Anlage, oder durch directe Messung, welche jedenfalls das verlässlichste Resultat gibt. Doch muss man stets berücksichtigen, dass die Zuflüsse nach den Jahreszeiten veränderlich und die grössten derselben für die Pumpendimensionen massgebend sind.

Ist ein ganzer Grubenbau ertränkt und soll derselbe durch den bestehenden oder einen neu abgeteuften Schacht entwässert werden, so können wieder die Dimensionen der früher betriebenen Pumpen zum Anhaltspunkte genommen werden, welche aber, da sie nicht genügend waren, entsprechend zu vergrössern sind. Die nach geschehener Entsumpfung zu erwartende Wassermenge wird sich in der Regel nach den vorhandenen Abflüssen nicht beurtheilen lassen, weil diese zum Theil unsichtbar sein können; auch ist bei fortschreitender Entleerung der Räume das Eindringen des Wassers durch den verminderten Gegendruck erleichtert.

Am schwierigsten ist eine richtige Annahme für die Wassermenge bei einem neu eröffneten oder in wasserdurchlassendem Terrain sich erweiternden Bau zu treffen. Es kommt vor, dass durch einen solchen Bau die Oberfläche förmlich trocken gelegt, Brunnen und Quellen zum Versiegen gebracht werden und das von den Maschinen gehobene Wasser wieder zum Theil in die Grube zurücksickert, sich also in fortwährendem Kreislauf befindet — ein Umstand, der schon auf den Gedanken führte, das gehobene Wasser durch dicht ausgemauerte Gräben von genügender Länge ganz aus dem Bereich des betreffenden Grubenrevieres fortzuschaffen.

Unter solchen und ähnlichen Umständen ist, wenn nicht etwa die Verhältnisse benachbarter Grubenbaue einigen Aufschluss geben, eine rein willkürliche Annahme der zu hebenden Wassermenge nothwendig. Man hält sich zuweilen an die Regel, die Pumpen sammt Kraftmaschine auf das Dreifache der bestehenden Zuflüsse zu berechnen.

Immerhin bleibt es eine noch auszufüllende Lücke in der Maschinentechnik, dass man keine Apparate besitzt, welche ohne zu grosse Herabsetzung des Wirkungsgrades sehr stark verschiedene Wasserquantitäten zu heben gestatten. Die mit Pausen arbeitenden Maschinen erlauben zwar Aenderungen der Leistung innerhalb ziemlich weiter Grenzen, z. B. vom ein- bis zum fünf- oder sechsfachen, welche aber oft schon wegen

Veränderlichkeit der bestehenden Zuflüsse nach den Jahreszeiten und Witterungsverhältnissen erreicht werden. Berechnet man nun die Einrichtungen auf ein bedeutend grösseres Quantum als das Maximum dieser Zuflüsse, so hat man den doppelten Nachtheil eines grossen Anlagscapitales und eines geringeren Wirkungsgrades bei kleinerem Wasserzutritt. Nimmt man dagegen die Dimensionen gering, so reicht die Anlage oft nach kurzer Zeit nicht mehr aus, es müssen die Pumpen vermehrt oder durch grössere ersetzt, die Kessel ausgewechselt oder die ganze Anlage erneuert werden, und können diese Vorkehrungen nicht rasch genug stattfinden, so ist der Betrieb durch Ertränkung der Baue für längere Zeit gehemmt.

Es wird bei Kohlenbergbauen, wo ein stärkerer Brennmaterialverbrauch nicht so sehr ins Gewicht fällt, vortheilhafter sein, die Dimensionen zu gross als zu gering zu wählen; im Allgemeinen aber sind dieselben nur unter sorgfältiger Berücksichtigung der Localverhältnisse und einer auf die verschiedenen möglichen Fälle sich erstreckenden Kostenberechnung definitiv anzunehmen.

Häufig berechnet man die Maschinen nur auf einen mässigen Zufluss und richtet die Anlage so ein, dass im Nothfall eine zweite Reihe Pumpen nebst Betriebsmaschine auf demselben Schachte erbaut werden kann. Auch wird der Vorschlag gemacht, mittelst der zuerst erbauten Maschine die Wässer nur bis zur Erreichung einer gewissen Tiefe heben zu lassen und für das weitere Fortschreiten der Baue eine zweite Maschine aufzustellen und mit der ersten zugleich zu betreiben. Gegen die anfängliche Herstellung einer grösseren Maschine ergibt sich dann der Vortheil der Ersparung an Zinsen des Anlagscapitals und des ökonomischeren Betriebes.

Soll die Maschine abwechselnd zur Förderung und Wasserhaltung benützt werden, so ist die Wassermenge pr. Secunde so gross anzunehmen, dass der Zufluss in der von der Förderung übrig bleibenden Zeit gehoben werden kann. Dasselbe wäre zu beobachten, wenn die Pumpen überhaupt periodisch, z. B. nur in der Tagschicht arbeiten sollen; in der Regel wird man jedoch continuirlichen Betrieb einrichten, wenigstens bei Benützung einer Dampfmaschine. Endlich darf auch bei constanten Zuflüssen die Maximalleistung der Anlage nicht zu gering angesetzt werden, weil durch die nothwendigen Reparaturen stets ein Theil der Betriebszeit verloren geht. Rechnet man auf Unterbrechungen $^1/_{10}$ der ganzen Zeit, so reicht man wohl für alle gewöhnlichen Fälle aus, namentlich wenn man Ersatzstücke für die der Abnützung oder dem Bruch am meisten ausgesetzten Theile, als Ventile und Ventilkästen, sowie einige Steigröhren in Vorrath hält.

Vertheilung der Pumpen. Nach Festsetzung der Wassermengen wird die Zahl der aufzustellendeu Sätze bestimmt. Unter Pumpensatz versteht man das Ganze der in einem Horizont befindlichen Pumpen nebst Saug- und Steigröhren; die Gesammthöhe, auf welche das Wasser durch den Satz gehoben wird, oder die Förderhöhe der in dem betreffenden Horizont aufgestellten Pumpen heisst auch Satzhöhe.

Am Schachtsumpfe entspricht aus dem früher angeführten Grunde eine Hubpumpe besser als eine Druckpumpe; diese gewährt, selbst wenn ihre Ventile durch die Steigröhren aufgeholt werden können, keine Sicherheit für ungestörten Betrieb unter Wasser, weil ihre Stopfbüchse nicht nachgezogen werden kann. Die Hubpumpe erhält nicht mehr als 40 bis 50^m Förderhöhe. Auf dieselbe folgen die Druckpumpen, deren Satzhöhen nach S. 59 zu bemessen sind. Das Gestänge für die Druckpumpen wird bis zur untersten derselben hinabgeführt und dort mit dem Hubpumpengestänge verbunden.

Die Pumpen können zwar an beliebigen Orten aufgestellt werden, doch eignen sich dazu am besten die Horizonte, auf welchen die Strecken mittelst Füllörtern in den Schacht münden, weil dort am meisten Raum vorhanden ist. Insbesondere müssen Pumpen nächst jenen Strecken aufgestellt werden, welche Wasser zuführen; doch kann man das Steigrohr einer Pumpe auch über mehrere Horizonte, so weit es die angenommene Satzhöhe zulässt, aufwärts führen und die Druckröhren der Zwischenpumpen in das genannte Steigrohr münden lassen. Diese innerhalb der Satzhöhe aufgestellten Zwischenpumpen haben dann nur die Zuflüsse ihrer Horizonte zu heben, erhalten daher kleinere Dimensionen, als wenn sie nebstdem das von den tieferen Pumpen gelieferte Wasser aufnehmen müssten. Dieser Vortheil ist indessen dann nicht von Belang, wenn die Wassermenge des betreffenden Horizontes beträchtlich, z. B. grösser ist als die von den unteren Pumpen gehobene; man wird dann die Steigröhren in diesem Horizonte endigen und in der gewöhnlichen Art alles Wasser von der Pumpe heben lassen. Letztere erhält dabei nicht viel grössere Dimensionen, und es wird anderseits der Vortheil einer geringeren Höhe des unteren Satzes erreicht.

Ist die Wassermenge eines Horizontes, auf welchem eine Zwischenpumpe aufzustellen käme, so gering, dass der Kolbendurchmesser namentlich im Verhältnisse zu dem gewählten gemeinschaftlichen Hub aller Pumpen zu klein wird, so lässt man das Wasser zur nächst tieferen Strecke fallen; der daraus resultirende Effectsverlust wird stets gering im Vergleich zur ganzen Leistung.

Ist die Entfernung vom Sumpfe bis zur nächst höheren Zuflussstrecke zu gross für die Hubpumpe, so stellt man die erste Druckpumpe unter-

halb dieser Strecke auf; bei Gefahr der Austränkung lässt man auch zwei Hubpumpen aufeinander folgen.

Hie und da wird am Sumpfe eine Druckpumpe angeordnet, das unterste Steigrohr derselben jedoch ausgebohrt und etwas enger gemacht als die übrigen, um nach erfolgter Austränkung einen Kolben einhängen und das Ganze als Hubpumpe betreiben zu können. Dann sollen die Ventile auf Ausziehen durch die Steigröhren eingerichtet sein; beim Betrieb als Hubpumpe kann das Saugventil ganz entfernt werden. Ein anderer Zweck für diese Einrichtung ist unter „Pumpe mit getrenntem Scheiben- und Mönchkolben", Abschnitt III, angegeben.

Auch stellt man zwei Hubpumpen nebeneinander, um beim Versagen der einen die andere fortbetreiben zu können. Endlich kommt es vor, dass die ganze Pumpe beweglich gemacht wird, so dass man dieselbe heben oder senken kann (s. den Abschnitt über bewegliche Pumpen).

Höhenstellung der Pumpen. Die Höhenstellung der einzelnen Pumpen betreffend, wird die unterste derselben (vergl. S. 72) häufig so hoch angeordnet, dass das Saugventil ober der First der Wasserstrecke steht. Dies hat jedoch den Nachtheil einer grossen Saughöhe zur Folge; Pumpen, die auf den Betrieb unter Wasser eingerichtet sind, erfordern nicht nothwendig diese Rücksicht.

Die anderen Pumpen sind am einfachsten so einzubauen, dass das Saugrohr horizontal in den neben- oder vertical in den nahe darunter stehenden Saugkasten geführt werden kann; die Lage des Saugkastens ist durch den Zufluss aus der in den Schacht mündenden Strecke bedingt. Ferner muss das Gestein der Schachtstösse, wenn diese nicht ausgemauert sind, hinreichend fest sein, um die Pumpenträger sicher zu stützen. Ist dies nicht der Fall, so kann man die Pumpe etwas höher oder tiefer stellen. Ersteres ist nur bis zu einer gewissen Grenze zulässig, damit die Saughöhe nicht zu gross wird; letzteres zeigt keinen Nachtheil, ausser dass die gesammte Rohrlänge etwas zunimmt; das Saugrohr muss dann vom Kasten abwärts zur Pumpe geführt und am tiefsten Punkte desselben ein Rohr mit Hahn angebracht werden, um die Pumpe entleeren zu können.

Dass der reine Effect in allen Fällen der gleiche bleibt, ist selbstverständlich; bei Höherstellung der Pumpe wird der Aufgang des Kolbens erschwert, der Niedergang ebenso viel erleichtert, bei Tieferstellung umgekehrt.

Berechnung der Anlage. Die Kolbendurchmesser werden nach den gegebenen Regeln ermittelt. Ist blos vom Sumpfe Wasser zu heben, so ergeben sich für alle Druckpumpen gleiche Kolbendurchmesser. Damit nun die Saugkästen sicher gefüllt bleiben, lässt man mitunter die Kolben-

durchmesser, von unten nach oben gerechnet, etwas abnehmen, so dass für gewöhnlich in jeden Saugkasten etwas mehr Wasser eintritt, als aus demselben angesaugt wird, und der Ueberschuss wieder zurückfällt. Eine künstliche Füllung der Saugkästen (vergl. S. 79) wird dabei erst nothwendig, wenn eine höhere Pumpe ungeachtet des kleineren Kolbendurchmessers mehr Wasser heben sollte als die tieferen.

Mündet das Steigrohr einer innerhalb der Satzhöhe aufgestellten Pumpe in das Hauptsteigrohr, so ist der Durchmesser des letzteren vom Zusammenstosspunkte an entsprechend zu vergrössern.

Die reinen Widerstände beim Auf- und Niedergange ergeben sich für die Druckpumpen nach (32) und (33), für die Hubpumpe nebst zugehörigem Gestänge nach (36) und (37). Bezeichnet man die Kolbenfläche, die gesammte Förderhöhe, d. i. den Höhenunterschied zwischen dem Unterwasserspiegel und dem Ausgusse, dann das Gestänggewicht der Hubpumpe mit A_h, H_h und G_h, so erhält man nach den genannten Formeln den reinen Gesammtwiderstand, welchen das Hauptgestänge beim Aufgang zu überwinden hat,

$$W_a = 1000\,\Sigma A h + 1000\,A_h H_h + G_h - V,$$

(41) . . . $$W_a = 1000\,(\Sigma A h + A_h H_h) + G_h - V,$$

und den Widerstand beim Niedergange

(42) $$W_n = 1000\,\Sigma A\,(H - h) + V - G_h.$$

Hierin bedeuten A die Kolbenflächen, h die mittleren Abstände der unteren Kolbenenden vom Unterwasserspiegel, H die Förderhöhen der einzelnen Druckpumpen und V das Gewicht einer Wassermasse vom Volum des Hubpumpen-Gestänges. Steht eine Druckpumpe unter dem Niveau des Saugkastens, so ist h negativ zu setzen. Für H sind um 0·5 bis 0·6^{m} grössere Werthe als die wirklichen einzusetzen, wenn die Steigröhren nicht von unten in die Saugkästen münden.

Der Wirkungsgrad der Pumpenanlage nebst Gestänge kann, da letzteres nur geringen Widerstand verursacht, gleich 0·75 bis 0·8 gesetzt werden. Hiemit ergibt sich, wenn $\Sigma m H$ die Summe der Producte aus Wassermengen und Förderhöhen aller Pumpen, auch der Hubpumpe, bedeuten, die pr. Secunde Betriebszeit von der Kraftmaschine an das Gestänge zu übertragende Leistung

$$E = \frac{1000\,\Sigma m H}{0{\cdot}75\,.\,75} = 17{\cdot}78\,\Sigma m H \text{ Pferdekräfte.}$$

Es genügt, hiefür in runder Zahl

(43) $$E = 17{\cdot}5\,\Sigma m H \text{ Pferdekräfte}$$

anzunehmen; wenn die Anlage nur Hubpumpen enthält, wäre wegen der grösseren Zahl der auf eine gegebene Förderhöhe entfallenden Sätze, dann wegen des grösseren Wasserverlustes der Hubpumpen

$$E = 19 \Sigma m H \text{ Pferdekräfte}$$

zu nehmen.

Es kommt auch vor, dass das Gewicht des Grubenwassers wegen des darin enthaltenen Schlammes oder Sandes grösser als 1000, gleich 1050 Kil.*) angenommen wird. Unter dieser Voraussetzung wären die Zahlencoëfficienten in den obigen Werthen um 5% zu steigern.

Beispiel. In den Wasserhebungsschacht Fig. 316 münden 5 Läufe I bis V, deren Sohlen sich in den eingeschriebenen Abständen befinden. S sei der Abflussstollen. Die auf den einzelnen Läufen, von unten nach oben gezählt, zusitzenden Wassermengen seien

0·038, 0·005, 0·015, 0·003, 0·001 $^{\text{cbm}}$ pr. Sec.

Auf I kommt nun eine Hubpumpe aufzustellen, auf II eine Druckpumpe. Da die Wassermenge 0·015 auf III gegen die Summe 0·043 der unteren Zuflüsse gering ist, kann man den II Drucksatz bis IV erstrecken, wobei dessen Druckhöhe $45 + 48 = 93^{\text{m}}$ noch nicht sehr gross wird, und in III eine Zwischenpumpe anordnen, welche die 0·015 $^{\text{cbm}}$ in das Steigrohr der Pumpe II drückt. Ebenso ist in IV eine Druckpumpe aufzustellen, welche das Wasser nach S über $42 + 55 = 97^{\text{m}}$ Höhe schafft, in V eine Zwischenpumpe für 0·001 $^{\text{cbm}}$. Es ergeben sich daher die zu hebenden Wassermengen m und vorläufig annähernd die Förderhöhen H der einzelnen Pumpen wie folgt:

Hubpumpe	I	$m = 0{\cdot}038$, ...	$H = 32$,
Druckpumpe	II	$m = 0{\cdot}038 + 0{\cdot}05 = 0{\cdot}043$, . . .	$H = 93$,
„	III	$m = 0{\cdot}015$, ...	$H = 48$,
„	IV	$m = 0{\cdot}043 + 0{\cdot}015 + 0{\cdot}003 = 0{\cdot}061$,	$H = 97$,
„	V	$m = 0{\cdot}001$, ...	$H = 55$.

Die grösste Saughöhe der untersten Pumpe betrage circa 6^{m} und es werde die mittlere Geschwindigkeit $v = 0{\cdot}5^{\text{m}}$ gewählt. Aus (35) und (30) erhält man nun die Kolbenquerschnitte A und Durchmesser D der 5 Pumpen

$$A = 0{\cdot}169 \quad 0{\cdot}181 \quad 0{\cdot}063 \quad 0{\cdot}257 \quad 0{\cdot}0042$$
$$D = 0{\cdot}464 \quad 0{\cdot}480 \quad 0{\cdot}283 \quad 0{\cdot}572 \quad 0{\cdot}073^{\text{m}}.$$

Mit Rücksicht auf die grösseren von diesen Durchmessern kann man den Hub $s = 2{\cdot}8^{\text{m}}$ setzen. Bei der Pumpe V ist der Durchmesser $7{\cdot}3^{\text{cm}}$ sehr gering und für $2{\cdot}8^{\text{m}}$ Hub nicht mehr praktisch. Es ist daher zweckmässiger, diese Pumpe wegzulassen und die 0·001 $^{\text{cbm}}$ zur IV Pumpe hinabfallen zu lassen, wodurch ein Effectsverlust von nur

$$1000 \,.\, 0{\cdot}001 \,.\, 55 = 55 \text{ Kil.-M.}$$

resultirt. Es ergibt sich daher für IV $m = 0{\cdot}062$, $A = 0{\cdot}261$, $D = 0{\cdot}577^{\text{m}}$.

*) Nach Hoppe, s. Hörmann, die Wasserhebmaschinen etc.

Nach Festsetzung der Höhenstellung der Pumpen habe sich die Förderhöhe der Hubpumpe

$$H_h = 33^{\text{m}}$$

ergeben, und nach dem Vorigen ist deren Kolbenquerschnitt und Wassermenge

$$A_h = 0{\cdot}169,\ m_h = 0{\cdot}038.$$

Für die Druckpumpen, deren Kolbenflächen A oben berechnet wurden, seien die mittleren Saughöhen h und die Förderhöhen H

Pumpe II $A = 0{\cdot}181,\ h = 1,\ H = 93$,
„ III $A = 0{\cdot}063,\ h = 1,\ H = 49$,
„ IV $A = 0{\cdot}261,\ h = -3,\ H = 98$.

Bei der obersten Pumpe befindet sich also die Mittelstellung der unteren Kolbenfläche 3^{m} unter dem Wasserspiegel im Saugkasten. Endlich sei das Gewicht G_h des eisernen Hubpumpengestänges sammt Kolben, abzüglich des Auftriebes V,

$$G_h - V = 560 \text{ Kil.}$$

Hiermit erhält man aus (41) und (42) die Widerstände gegen den Auf- und Niedergang

$$W_a = 5600 \text{ Kil.},\ W_n = 43900 \text{ Kil}$$

und die nothwendige Betriebskraft nach (43)

$$E = 211 \text{ Pferdekräfte.}$$

Anordnung des Grundrisses. Für die Pumpen ist im Schachte eine besondere, häufig auch zur Fahrung dienende Abtheilung reservirt. Wie früher bemerkt, wird nach Fig. 212 das Gestänge a gewöhnlich in zwei Theile b gegabelt, welche sich unter dem Pumpen-Fundament wieder vereinigen; statt dessen führt man auch ein doppeltes Gestänge bb durch den ganzen Schacht. Die Gestänge sollen eine genau verticale Stellung erhalten, damit die Reibung in den Führungen auf das Minimum reducirt ist.

Neu angelegte Schächte werden nun meist genug regelmässig abgeteuft sein, dass das vertical aufgestellte Gestänge in jeder Höhe nahe den gleichen Abstand von den Schachtstössen besitzt. Bei alten Schächten dagegen kommen häufig Abweichungen vom Senkel und Verdrehungen der Schachtquerschnitte vor; letztere können z. B. nach Fig. 310 in einzelnen Tiefen die Stellungen 1 2 3 . ., von oben nach unten gezählt, besitzen. Es muss in diesem Falle eine genaue markscheiderische Aufnahme des Schachtes ausgeführt und danach die Stellung des Gestänges g so gewählt werden, dass es sich frei bewegen kann, ohne zu diesem Zwecke eine kostspielige oder bei unfestem Gestein gefährliche Nachnahme der Schachtstösse zu erfordern. Nach Umständen wird die Scheidewand a, welche die Abtheilung für die Wasserhaltung von dem übrigen Schachte trennt, erneuert werden müssen; liegt die Förderabtheilung daneben, so ist auch für diese eine verticale Stellung der Stösse wünschenswerth.

An den Orten, wo die Pumpen eingeschaltet sind, ist eine Ausweitung des Schachtes stets nur in beschränkter Höhe erforderlich, daher mit geringeren Kosten verbunden; wäre sie nicht zulässig, so muss bei Wahl des Ortes für das Gestänge darauf Rücksicht genommen werden, dass auch die Pumpen und die Gablungen des Gestänges ganz im Schachtquerschnitte Platz finden.

Bei Anordnung des Grundrisses ist ferner darauf Rücksicht zu nehmen, dass die Theile der Pumpe, die Ventilkastenthüren, Hähne und sämmtliche Schrauben zugänglich seien; dass eventuell für die Fahrung und das Einlassen von Pumpentheilen der nöthige Raum frei bleibt; dass das Steigrohr der tieferen Pumpe und das Saugrohr sich zweckmässig anbringen lassen und wenig Krümmungen erfordern; endlich dass das Pumpenlager geringe Länge, überhaupt eine vortheilhafte Anordnung erhält.

Die gewöhnlichen Druckpumpen sind zweiaxig; legt man eine Ebene durch beide Pumpenaxen und eine zweite durch die Axen der Gabelgestänge, so können diese Ebenen gegen einander und gegen die Schachtstösse verschiedene Stellung besitzen.

Stehen beide Ebenen senkrecht gegen einander und gegen die Stösse der als rechtwinklig vorausgesetzten Schachtabtheilung, so sind die Anordnungen Fig. 313 und 314 ausführbar, in welchen *c* den Pumpencylinder, *s* das Steigrohr, *l* das Pumpenlager bedeuten. In Fig. 313 muss das Steigrohr s_1 der tieferen Pumpe, vorausgesetzt, dass diese die gleiche Anordnung besitzt, eine seitliche Krümmung erhalten, um neben dem Pumpenlager aufwärts geführt zu werden. Die Krümmung ist gleich ober der tieferen Pumpe anzubringen und unter derselben eine Stopfbüchse einzuschalten. Die gleiche Einrichtung wiederholt sich bei allen Druckpumpen. Das Saugrohr kann direct in das Steigrohr s_1 münden, oder letzteres giesst das Wasser in einen Saugkasten *k*, der nach Umständen auch in das Füllort oder in die punktirte Stellung, Fig. 313, verlegt wird, wobei indessen das Rohr s_1 in den Boden mündet und daher eine zweite Compensation nahe unter dem Saugkasten nothwendig wird. Liegt endlich letzterer tiefer als die Pumpe, so wird das Saugrohr durch eine Krümmung vertical abwärts geführt.

Bei der zur vorigen um 90° verwendeten Stellung, Fig. 314, der Pumpe muss das Fundament nach Fig. 231 (S. 97) ausgeführt oder nach Fig. 314 aus getrennten Trägern *l* hergestellt werden. Im letzten Falle kann bei tiefer stehendem Saugkasten das Saugrohr gerade abwärts, das Steigrohr der tieferen Pumpe bis zum Boden des Kastens vertical aufwärts geführt werden, so dass beide unter *s* stehen und jede Krümmung vermieden wird.

Sollen die Saug- in die Steigröhren münden, so nehme man die Anordnung Fig. 213, bei welcher nach S. 93 s_1 in die Axe der Ventilkästen zu stellen und s_2 unter dem Gurgelrohr s abzuschliessen ist. Das Rohr s_2 (vergl. auch Fig. 314) kann dann am freitragenden Ende des Pumpen-Untersatzes ruhen.

Auch bei der Anordnung Fig. 315, wo der Pumpen-Untersatz auf Querträgern q ruht, können in der eben besprochenen Art alle Krümmungen vermieden werden und das Saugrohr direct in das Steigrohr münden; nebstdem ist der Vortheil erreicht, dass zur Befestigung der Steigröhren und Führung der Gestänge im Schachte dieselben Einstriche benützt werden können, weil die Axen der genannten Theile in einer zum kurzen Schachtstosse parallelen Ebene liegen. Das Fundament wird jedoch complicirter und beengt mehr den Schachtquerschnitt.

Die geringste Breite erhält die Anordnung Fig. 312, bei welcher die Grundplatte des Cylinders c und der Steigröhren s schief gegen die Schachtstösse liegt. Die Steigröhren sind oberhalb jeder Pumpe durch eine Krümmung von s nach s_1 zu führen und erhalten wieder gemeinschaftliche Einstriche mit den Gestängführungen.

Die Hubpumpe kann in der Regel nur dann in der Axe des Hauptgestänges aufgestellt werden, wenn man nach S. 117 ihre obersten Steigröhren ausser dieser Axe verlegt; es müsste sonst der Ausguss tief genug liegen, um beim Niedergange von den Gabelgestängen b, Fig. 212, nicht erreicht zu werden. Dabei ergibt sich aber die Saughöhe für die nächst höhere Druckpumpe zu gross. Auch wäre das Ausziehen des Gestänges erschwert. Bei den Anordnungen Fig. 312, 313 und 314 stelle man die Hubpumpe nach s_1; vortheilhaft ist es, deren Axe nahe an die des Gestänges zu rücken, um den Zug des letzteren möglichst direct an das Hubpumpengestänge zu übertragen.

Werden zwei Hubpumpen am Sumpf angeordnet, so kann man dieselben nach h und h_1, Fig. 311, die Druckpumpe nach cs, das Steigrohr derselben nach s_1 stellen.

Bei runden Schächten ist die Stellung der Ebene beider Pumpenaxen gleichgültig. Die Pumpe ist gewöhnlich in einem Segment des Schachtes aufzustellen; eine compendiöse Anordnung zeigt Fig. 355, welche den Grundriss von Fig. 195 (S. 90) darstellt. Der Träger l liegt quer gegen die Schachtscheider; c ist der Cylinder, v der Ventilkasten, u das Saugrohr, k der Saugkasten. Die in der Axe von v stehenden Steigröhren der tieferen Pumpe sind mittelst Krümmungen neben dem Träger l herauf, dann horizontal in das Füllort, endlich wieder vertical zum Ausgusse m geführt. Der Raum a bleibt für das Einlassen von

Maschinentheilen frei, *b* ist der Fahrschacht. Doch sind die mehrfachen Krümmungen des Steigrohres unvortheilhaft.

Die Pumpe von Kley, Fig. 216 (S. 93), ist nach Fig. 300 in einem elliptischen Schacht aufgestellt; dabei sind *c* der Cylinder, *s* Ventilkästen und Steigröhren, s_1 die Hubpumpe, in deren Steigrohr das Saugrohr direct mündet. Der Pumpen-Untersatz ragt so weit über den Träger *l* vor, dass das Steigrohr der Hubpumpe s_1 neben letzterem Platz findet. Diese Einrichtung würde sich auch vortrefflich für mehrere aufeinanderfolgende Druckpumpen eignen. Bei der nächst höheren müssten nämlich einfach *s* und s_1 den Ort wechseln, d. h. die Ventilkästen nach s_1 kommen und die Pumpe aus *s* saugen, der Träger die Lage l_1 statt *l* erhalten. Zwei aufeinanderfolgende Hubpumpen müssen in verschiedenen Axen aufgestellt werden.

Auf die der Pumpe im Grundrisse zu gebende Anordnung ist natürlich schon beim Entwurfe der Schachteintheilung Rücksicht zu nehmen.

Literatur.

Combes' Bergbaukunde und Ponson's Steinkohlenbergbau geben Grundsätze für die Construction der Pumpen und Zeichnungen einiger älterer Anordnungen nebst Details, desgleichen nebst Berechnungen Weisbach's Ingenieur- und Maschinen-Mechanik. Burat's Material des Steinkohlenbergbaues enthält sehr gute Zeichnungen von einer Hub- und einer Druckpumpe, mehreren Ventilen und Hubpumpenkolben; einige Constructionsregeln, jedoch keine Berechnungen. Desselben Verfassers Cours d'exploitation des mines liefert Zeichnungen von zwei Hub- und zwei Druckpumpen mit wenig Erläuterungen, C. Fink's Werk über Pumpen, 2. Aufl., eine ausführliche Berechnung der von rotirenden Wellen getriebenen Pumpen und theoretisch abgeleitete Regeln für die Ausführung der Ventile. In Kley's „Wasserhebmaschinen des Altenberges" sind vorzügliche Pumpenconstructionen enthalten. Reuleaux' Constructionslehre für den Maschinenbau gibt detaillirte Regeln über Ventile und auf 1 Tafel mehrere Zeichnungen von diesen Maschinentheilen. Armengaud's „Progrès de l'industrie" enthalten Pumpenzeichnungen auf Taf. 41 und 42, dann 51, desgleichen die Zeichnungen der polytechnischen Schule zu Hannover, Blatt 27 und 28 nach Coquerill's Portefeuille; Hörmann, die neuen Wasserhebmaschinen etc., Berlin 1874, Zeichnung und Beschreibung mehrerer Pumpen. Serlo's Bergbaukunde, 3. Auflage, dann das Supplement zu Ponson's Steinkohlenbergbau bringen, und zwar die erstere in grösserer Vollständigkeit und in Begleitung zahlreicher Literaturnachweisungen, die wichtigsten Neuerungen. Riedler's Bericht über die Reise der Wiener Techniker gibt detaillirte Skizzen über eine Anzahl in Mähren und Steiermark aufgestellter Pumpen. Jeep's „Bau der Pumpen und Spritzen" enthält Zeichnungen einer Druckpumpe für bergmännische Zwecke

und mehrerer Ventile, ferner Regeln über die Ausführung. Einen umfassenden Aufsatz v. Detten über die Pumpensysteme im Dortmunder Bezirk, s. Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd., S. 319.

Von Journalaufsätzen sind neben den im Texte bereits citirten anzuführen:

Ueber Röhren: Röhren der Druckpümpe auf Grube Zollverein, Preuss. Zeitschrift 1854, 1. Bd., S. 197; Steigröhren aus Blech, ebendas. 1855, 2 Bd., S. 363; 1860, 8. Bd., S. 183; 1862, 10. Bd., S. 205; 1864, 12. Bd., S. 9; über Dichtungen und Flantschen, Zeitschr. des Vereins deutscher Ing. 1865, 9. Bd., S. 167; über Röhren, Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd., S. 68, 323, 324 und 339; Uhland's Maschinen-Constructeur 1870, 3. Bd., S. 68; über die Wandstärke gusseiserner Röhren von Hrábak, Erfahrungen 1871, S. 1; Verbindungen, Revue universelle 1872, 32. Bd., S. 72; über Wandstärken v. Westendarp, Dingler's polyt. Journal 1873, 209. Bd., S. 333; Röhrendichtung mit Kautschuk, Revue universelle 1873, 34. Bd., S. 266.

Ueber Ventile: Ventilkastenthüren aus Holz und aus Schmiedeisen, b.- u. h. Zeitung 1846, 5. Bd., S. 355; Ventile bei englischen Grubenpumpen, ebendas. 1847, 6. Bd., S. 630; Doppelsitzventile, Preuss. Zeitschrift 1854, 1. Bd., S. 194; Ventile, ebendas. 1855, 2. Bd., S. 366; Bulletin de la soc. de l'ind. minérale 1858/59, 4. Bd, S. 457; Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd., S. 114; Pumpenv. in Oberschlesien, ebend. 1862, 10. Bd., S. 144, dann 1864, 12. Bd., S. 6; V. der Druckpumpen am Layerschacht, Erfahrungen 1864, S. 14; Glockenv. mit Holzliederung, Oest. Zeitschr. 1865, S. 79; Pumpenventile im Dortmunder Bezirk, Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd., S. 321; theoretische Betrachtungen über Pumpenventile v. Fink, Zeitschr. deutscher Ing. 1870, 14. Bd, S. 497; Glockenventile mit Ledermanschetten, Preuss. Zeitschrift 1871, 19. Bd., S. 16; Mittel gegen das Schlagen der Ventile, Uhland's Maschinen-Constructeur 1872, S. 218; Anwendung des Kautschuks für Pumpenventile, Revue universelle 1873, 34. Bd., S. 269; Pumpenventile für hohen Druck, Preuss. Zeitschrift 1875, 23. Bd., S. 66 u. 67; Pyramidenventil von Thometzek, Zeitschr. deutscher Ing. 1876, 20. Bd., S. 429; über Doppelsitzventile, Civilingenieur 1876, S. 188.

Ueber Druckpumpen mit Mönchkolben: Stulpliederung für Mönchk. v. Hellvig, Erfahrungen 1851; Pumpe der Grube Zollverein, Preuss. Zeitschr. 1854, 1. Bd., S. 192; Andreasschachter Druckp. v. Hellvig, „Erfahrungen" 1854, S. 2; 18zölliger Drucksatz, ebendas. 1855, S. 25; Pumpe zu Roche-la-Molière v. Luyton, Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1856, 1. Bd., S. 179; Pumpe in Saarbrücken v. Schmidt, Erfahrungen 1857, S 5; am Prokopschacht in Příbram v. Hutzelmann, ebendas. 1858, S. 10; am Hermenegildschacht in Ostrau v. Sauer, ebendas. 1863, S. 6; Wirkung saurer Grubenwässer auf eiserne Pumpentheile, Berggeist 1861, S. 526; Wasserhaltung in den Bleierz- und Galmeigruben Oberschlesiens v. Mauve, Preuss. Zeitschr. 1864, 12. Bd., S. 21; Druckp. am Layerschacht in Brandeisl v. Friedrich, Erfahrungen 1864, S. 14; am Einigkeitsschacht zu Joachimsthal v. Jaritz, ebendas. 1865, S. 2; über Beschädigungen der Grubenpumpen und die Mittel dagegen, Oest. Zeitschrift 1869, S. 102; Pumpen in Wieliczka v. Janota, Erfahrungen 1869, S. 10; Lederdichtungen, Zeitschrift deutscher Ing. 1870, 14. Bd., S. 526; über Druckpumpen, Uhland's Maschinen-Constructeur 1870, 3. Bd., S. 86; Druckpumpe mit Mönchkolben auf der Abendsterngrube, Preuss. Zeitschrift 1871, 19. Bd., S. 62; über Pumpen im Mannsfeldschen, ebendas. S. 279; Pumpen und deren Lager, ebendas. 1874, 22. Bd., S. 183; Pumpe mit Mönchkolben am Schacht II bei Segeberg, ebendas. 1875, 23. Bd.,

S. 261; Schmierpresse für Hochdruckpumpen, Polyt Centralblatt 1875, S. 1382; Schutz der Pumpen gegen saure Wässer, Preuss. Zeitschrift 1875, 23. Bd., S. 100; Pumpen der Wasserhebmaschine bei Rossitz v. Illeck, Civilingenieur 1876, 22. Bd., S. 183; Apparat zum Füllen und Entleeren der Windkessel bei Pumpen, Preuss. Zeitschrift 1876, 24. Bd., S. 154; Druckpumpe, Uhland's Maschinen-Constructeur 1876, 9. Jahrg., S. 181; über die constructiven Erfordernisse der Hub- und Druckpumpen v. Illeck, Dingler's polyt. Journal 1878, 227. Bd., S 217.

Ueber Hubpumpen: Kolben mit Holzstöckel-Liederung, b.- u. h. Zeitung, 12. Bd, S. 415; Andreasschachter Hubpumpen v Hellvig, Erfahrungen 1854, S. 2; über Trichterkolben v. Sauer, ebendas. 1855, S. 24; Hubpumpenkolben, Preuss. Zeitschr. 1855, 2. Bd, S. 366; Trichterkolben. ebendas. 1858, 6. Bd., S. 172; über zweiaxige Hubpumpen, Bull. 1858/59, 4. Bd., S. 444, übersetzt mit Bemerkungen v. Bornemann in der b.- u. h Zeitung 1859, 13. Bd., S. 415; über Hubpumpen, Preuss. Zeitschr. 1860, 8. Bd., S. 114; über Kolben, ebendas. 1860, 8. Bd., S. 114 und 1861, 9. Bd., S. 184; Revue universelle 1863, 13. Bd., S 328, Taf. 17; über Wasserhebung etc. in Oberschlesien v. Mauve, Preuss. Zeitschr 1864, 12. Bd., S. 4; Pumpenkolben im Dortmunder District, Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd.. S. 321; Hubpumpen in Wieliczka v. Janota, Erfahrungen 1869, S. 11; Hubpumpenkolben, Preuss. Zeitschrift 1871, 19. Bd., S. 63; Hubpumpe, Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1872, 2. Reihe, 1. Bd., S. 463; Holzkolben, Dingler's polyt. Journal 1875, 215. Bd, S. 388; Pumpenkolben, ebendas. 217. Bd., S. 90; Hubpumpe zu Segeberg, Preuss. Zeitschrift 1875, 23. Bd., S. 261; über Saug- und Druckpumpen v. Illeck, Dingler's polyt. Journal 1878, 227. Bd., S. 217.

II. Gestänge.

Die Gestänge dienen zur Uebertragung der Bewegung von der Betriebsmaschine auf die Pumpen. Sie werden aus Theilen zusammengesetzt, welche durch möglichst solide Verbindungen zu einem Ganzen zu vereinigen sind. Sie erfordern Führungen, welche die Abweichung von der geradlinigen Bewegung, und falls das Gestänge auf rückwirkende Festigkeit in Anspruch genommen ist, die Biegung durch Druck verhindern; ferner Fangvorrichtungen, welche einer grösseren Ueberschreitung des normalen Hubes vorbeugen.

Das gewöhnliche Material der Gestänge ist Holz oder Schmiedeisen; auch Bessemerstahl ist vortheilhaft zu verwenden. Ausnahmsweise hat man Gestänge aus Gussstahl, Gusseisen, Drahtseilen, auch aus mehreren Materialien hergestellt, z. B. im oberen Theil aus Eisen, im unteren aus Holz, da der Obertheil der früheren Zerstörung durch Temperaturwechsel u. s. w. ausgesetzt ist. Holz mit Eisenbekleidung kam öfters zur Anwendung.

Die Bewegungsrichtung ist meistens die verticale, und im Folgenden wird auch diese Richtung stets vorausgesetzt. Die Gestänge für tonnlägige und horizontale Strecken sind am Schlusse dieses Abschnittes abgesondert behandelt.

Die Gestänge müssen wegen des Zuges beim Aufgange eine hinreichende absolute Festigkeit, also den entsprechenden Querschnitt, die der Druckpumpen das genügende Gewicht besitzen, um sich entweder vermöge dieses Gewichtes allein oder mit Hilfe der Kraftmaschine abwärts zu bewegen. Gegen seitliche Biegung durch den Druck beim Niedergange endlich müssen dieselben durch entsprechende Querschnittsdimensionen und hinreichende Zahl der Führungen gesichert werden.

Bei bedeutender Länge ist es vortheilhaft, das Gestänge aus meh-

reren Theilen zusammenzusetzen, deren Querschnitte, der abnehmenden Belastung entsprechend, in der Reihe von oben gegen unten kleiner werden.

Berechnung.

In Bezug auf die Berechnung der Gestänge sind mehrere Fälle zu unterscheiden.

1) Die Anlage besteht aus Druckpumpen, nur die unterste ist eventuell eine Hubpumpe. Dies ist der gewöhnliche Fall der Wasserhebungsanlagen. Beim Niedergange muss ein Druck auf die Mönchkolben der Pumpen ausgeübt werden, um den Gegendruck des in den Steigröhren befindlichen Wassers zu überwinden. Diese für den Niedergang erforderliche Betriebskraft wird geliefert:

a) Durch das Gestänggewicht allein, wie α) bei einfach wirkender Dampf- oder Wassersäulenmaschine ohne Schwungradwelle, dann β) bei doppeltwirkender Maschine mit rotirender Welle, sowie beim Betrieb durch ein Wasserrad, eine Turbine oder durch thierische Kräfte; in diesen Fällen wird nämlich das Gestänge in der Regel schwer genug für den selbstthätigen Niedergang gemacht und mit einem Gegengewicht versehen, um den von der Maschine zu bewältigenden Widerstand beim Auf- und Niedergang gleich gross zu erhalten.

b) Durch das Gestänggewicht in Verbindung mit der Maschinenkraft, wie bei doppeltwirkenden Dampfmaschinen ohne, zuweilen auch bei solchen mit Schwungradwelle.

2) Es sind nur Hubpumpen vorhanden, wie meist bei den zum Schachtabteufen dienenden Anlagen. Dabei ist für den Niedergang der Pumpenkolben kein Druck erforderlich.

3) Kommt eine Dampfmaschine ohne rotirende Welle in Verwendung, welche mit Expansion arbeitet, so wird aus diesem Grunde mitunter eine Vergrösserung des Gestänggewichtes nothwendig.

Im Folgenden wird zuerst der Fall 1) a) ausführlich in Betrachtung gezogen und sodann zu den Fällen 1) b) und 2) übergegangen; Fall 3) ist bei den Dampfmaschinen mit Expansion erörtert.

Querschnitt des Hubpumpengestänges. Dieses ist beim Aufgange auf Zug, beim Niedergange nur in dem unteren Theil auf Druck in Anspruch genommen, da insbesondere wegen Eröffnung des Kolbenventiles, dann auch wegen des Widerstandes gegen das folgende Durchströmen des Wassers der Druck unter dem Kolben grösser ist als ober demselben.

Die Anspruchnahme auf Druck erfordert keine besondere Berücksichtigung bei Ermittlung des Gestängquerschnittes, indem man durch

Führungen des Gestänges innerhalb der Steigröhren einer seitlichen Biegung desselben vorbeugen, oder durch Anbringung eines mässigen Belastungsgewichtes ober dem Kolben das Gestänge auch beim Niedergange stets gespannt erhalten kann. Es ist mithin der Querschnitt des Hubpumpengestänges einfach nur nach dem beim Aufgange in demselben vorhandenen Zug zu ermitteln.

Da die Hubpumpen keine grössere gesammte Hubhöhe als etwa 50 Meter erhalten, mithin auch die Länge des Gestänges dieses Maass nicht bedeutend überschreitet, nimmt man den Querschnitt q desselben constant, und ist $\mathfrak{A}$ die zulässige Belastung pro Flächeneinheit, so wird die Tragfähigkeit gleich $\mathfrak{A}\, q$. Auf Zerreissen des Gestänges in dem obersten, am meisten belasteten Querschnitte wirkt nun beim Aufgange der Wasserdruck auf den Kolben, welcher gleich

$$A_h\, H_h\, \gamma$$

ist, wenn man unter A_h den Kolbenquerschnitt, unter H_h die Förderhöhe, d. i. die ganze Höhe, auf welche die Pumpe das Wasser hebt, und unter γ das Gewicht einer Volumseinheit Wasser versteht, ferner das Eigengewicht des Gestänges. Da die Länge des letzteren annähernd gleich H_h ist, so ergibt sich, wenn δ das Gewicht der Volumseinheit des Gestänge-Materials bezeichnet, das Gestänggewicht gleich

$$q\, H_h\, \delta.$$

Hiervon ist der Auftrieb oder sogenannte Gewichtsverlust

$$q\, H_h\, \gamma$$

abzurechnen, anderseits ein Zuschlag für die Gewichte des Kolbens, die Gestängverbindungen und die hydraulischen Widerstände erforderlich, den man mit 40 Proc. annehmen kann; somit ergibt sich die Belastung gleich

$$1{\cdot}4\, q\, H_h\, (\delta - \gamma).$$

Es muss mithin

$$\mathfrak{A}\, q = A_h\, H_h\, \gamma + 1{\cdot}4\, q\, H_h\, (\delta - \gamma),$$

$$q = \frac{A_h\, H_h\, \gamma}{\mathfrak{A} - 1{\cdot}4\, H_h\, (\delta - \gamma)}$$

oder für Meter und Kil. als Einheiten wegen $\gamma = 1000$

$$(1) \quad \ldots\ldots \quad q = \frac{1000\, A_h\, H_h}{\mathfrak{A} - 1{\cdot}4\, H_h\, (\delta - 1000)}$$

sein. Man kann für ein Gestänge aus

Nadelholz	$\mathfrak{A} = 500000$,	$\delta = 700$
Schmiedeisen	„ 5,000000,	„ 7800

setzen, wobei bezüglich des Werthes $\mathfrak{A}$ für Nadelholz der durchnässte Zustand desselben berücksichtigt und $\mathfrak{A}$ klein genommen ist, um der Schwächung des Querschnittes durch die Verbindungen Rechnung zu tragen. Nur bei geringer Förderhöhe H_h ergibt sich der Querschnitt auch bei diesen Annahmen zu gering und ist daher entsprechend zu vergrössern.

Nach Ermittlung des Querschnitts kann man annähernd, jedoch für die weitere Berechnung des Hauptgestänges genau genug, das ganze Gewicht des Hubpumpengestänges und dessen Gewichtsverlust ermitteln.

Hat man später das Hubpumpengestänge im Detail entworfen, so berechnet man dessen Gewicht nach dem Entwurfe und zieht davon den Auftrieb ab. Der Rest sei gleich G_0, so ergibt sich die Anspruchnahme des Gestänges beim Aufgange

$$(2) \quad . \; . \; . \quad \mathfrak{A}_1 = \frac{A_h\, H_h\, \gamma + G_0}{q} \text{ Kil. pr. Quadratmeter,}$$

und ist dieser Werth merklich von dem für $\mathfrak{A}$ angenommenen verschieden, so muss man q entsprechend grösser oder kleiner nehmen und den ersten Entwurf danach rectificiren.

Widerstand gegen den Niedergang des Hauptgestänges. Eine richtige Bestimmung des Gestänggewichtes ist bei Maschinen ohne rotirende Bewegung besonders wünschenswerth; denn ist das Gestänge schwerer, als der Betrieb der Pumpen es erfordert, so ist zu dessen Hebung ein grösserer Arbeitsaufwand nothwendig; ist dasselbe zu leicht, so bewegt es sich gar nicht abwärts. Der letztere Uebelstand lässt sich übrigens durch nachträgliche Belastung beseitigen, wenn nur die Kraftmaschine stark genug ist, um das Gestänge zu heben.

Dem Niedergange des Hauptgestänges wirken folgende Kräfte entgegen: 1) Der reine Nutzwiderstand desselben, welcher, abgesehen von der Aenderung in der Höhenstellung der Kolben, constant ist, dem Gesammtdruck des Wassers in den Steigröhren bei mittlerer Kolbenstellung, weniger dem um den Auftrieb verminderten Gewicht des Hubpumpengestänges gleich und durch W_n, Formel (42), Seite 124, gegeben ist. 2) Die Nebenhindernisse, von welchen die Reibung des Gestänges in den Führungen und der Mönchkolben in den Stopfbüchsen ebenfalls als constant anzusehen sind, die hydraulischen Widerstände aber mit der Geschwindigkeit des Gestänges wachsen. Hierzu kommen bei einfachwirkender Kraftmaschine ohne Rotationsbewegung noch die Reibungen der Maschine, welche constant sind, und der mit der Geschwindigkeit wachsende Widerstand gegen das Abströmen der motorischen Substanz

(Dampf oder Wasser) aus dem Cylinder. 3) Ein momentaner Ueberdruck zu Anfang des Niederganges wegen Oeffnung der Druckventile.

Lässt man den letzteren vorläufig unberücksichtigt, so ersieht man, dass schon wegen der übrigen Widerstände das Gestänggewicht, um für sich allein den Niedergang zu ermöglichen, grösser als der reine Nutzwiderstand, und zwar mindestens gleich dem mittleren Widerstand sein müsse, welcher sich ergibt, indem man die von allen Widerständen aufgezehrte Arbeit durch den Hub des Gestänges dividirt. Die für die Nebenhindernisse erforderliche Arbeit wird beim Aufgange durch die Kraftmaschine in der Art geleistet, dass dieselbe das über den Nutzwiderstand gesteigerte Gestänggewicht zu heben hat. Die Kraftmaschine verrichtet daher beim Aufgange nebst der reinen Leistung noch die für die Nebenhindernisse beim Auf- und Niedergange erforderliche Arbeit, wie es eben sein muss, wenn die Maschine einfachwirkend ist und daher beim Niedergange keine Arbeit entwickelt.

Dynamische Verhältnisse des Niederganges. Die Abwärtsbewegung findet in folgender Art statt. Zu Anfang ist, da einige der Widerstände von der Geschwindigkeit abhängen, ein Ueberdruck auf Seite des Gestänges vorhanden, welcher auf Beschleunigung der Massen des Gestänges und des Wassers in den Steigröhren wirkt. Mit der Geschwindigkeit wachsen die Widerstände und es muss ein Moment eintreten, wo die letzteren dem Druck, d. i. dem Gestänggewicht, das Gleichgewicht halten; hiermit haben die Geschwindigkeit, somit auch der Widerstand ihr Maximum erreicht, und da der Druck constant ist, bleibt auch der Widerstand, somit die Geschwindigkeit constant. Die Bewegung verbleibt daher gleichförmig, bis gegen Ende des Hubes durch Absperrung der Ausströmung und Compression des Dampfes im schädlichen Raume — eine Dampfmaschine als Motor vorausgesetzt — die lebendige Kraft des Gestänges consumirt wird und dieses zur Ruhe gelangt.

Man sieht hieraus, dass die mittlere Geschwindigkeit mit dem Gestänggewichte wächst, und um den gewünschten Werth der ersteren zu erhalten, muss das letztere meist über den mittleren Widerstand gesteigert werden. Je grösser nun das Gestänggewicht und folglich die Geschwindigkeit ist, desto stärker wird der Dampf comprimirt, und weil diese Compression auf einem kurzen Wege stattfindet, der Hub zu rasch und stossweise beendet. Man ist daher genöthigt, die Bewegung schon früher allmälig zu hemmen, indem man durch Verengung der Abströmung, Drosselung, ein künstliches Hinderniss schafft, welches die lebendige Kraft des Gestänges auf einem längeren Wege, daher allmäliger aufzehrt. Bei Wassersäulenmaschinen, die übrigens stets nur mit geringerer Geschwin-

digkeit arbeiten, ist dies das einzige Mittel zur Hemmung, da hier eine Compression nicht stattfindet.

Der Aufwand an Arbeit für die Reibungen, hydraulischen Nebenhindernisse und den Widerstand des nicht gedrosselten Dampfes oder Wassers ist unvermeidlich. Von der den bewegten Massen in Form von lebendiger Kraft mitgetheilten Arbeit wird ein Theil zur Compression des Dampfes verwendet und dadurch der Verbrauch an Dampf für den schädlichen Raum vermieden (vollständig nur dann, wenn dem Niedergange bald wieder der Aufgang folgt, da bei längerer Pause die Spannung des comprimirten Dampfes wegen Undichtheit der Kolbenliederung sinkt). Ein anderer Theil wird bei Pumpen, welche aus dem Steigrohr der tieferen Pumpe saugen, durch Vergrösserung der mittleren Druckhöhe gewonnen, welche dem folgenden Aufgange zugute kommt; endlich kann bei schnellem Gange zu Ende des Niederganges das Wasser in den Steigröhren seine Bewegung fortsetzen und Wasser aus dem Saugrohre nachströmen, wodurch ebenfalls ein Betrag von der Bewegungsarbeit verwerthet erscheint. Der Rest aber, bei grosser Geschwindigkeit der grösste Theil, und zwar diejenige Arbeit, welche durch Drosselung aufgezehrt werden muss, geht für den Zweck der Wasserhebung verloren.

Nimmt man also das Verhältniss zwischen Gestänggewicht und reinem Widerstand grösser an, so kann eine grössere Geschwindigkeit der Pumpen erzielt, bei gegebener Wassermenge deren Durchmesser und das Gestänggewicht, daher auch die Dimension der Kraftmaschine vermindert werden, dagegen wächst der Effectverlust, wodurch die Betriebskosten steigen und nebstdem wieder die nothwendigen Maschinen-Dimensionen etwas erhöht werden.

Widerstand gegen die Eröffnung der Druckventile. Begnügt man sich auch mit einer geringen Geschwindigkeit, so darf das Gestänggewicht doch wegen Oeffnung der Druckventile nicht unter eine gewisse Grenze sinken. Für diesen Zweck ist eine Steigerung des Druckes unter dem Ventile erforderlich, welche eben nur durch ein genügendes Gestänggewicht hervorgerufen wird; die zur Oeffnung der Ventile aufzuwendende Arbeit ist jedenfalls sehr gering, weil der höhere Druck nur während eines sehr kleinen Kolbenweges vorhanden ist und im Momente der Oeffnung des Ventiles sofort wieder auf den der Wasserhöhe in den Steigröhren entsprechenden Werth herabsinkt.

Der zur Oeffnung nothwendige Ueberdruck an der Unterseite der Ventile ist nach S. 16 kleiner, als es dem Flächenverhältnisse der Ventile entspricht. Manometerversuche über diesen Gegenstand haben allerdings verschiedene Resultate ergeben, indessen lässt sich annehmen, dass ein hoher Druck unter dem Ventil sich blos dann einstellt, wenn das Ge-

stänge ein grosses Uebergewicht besitzt, welches im ersten Moment stossweise auf das Wasser unter dem Ventil wirken kann.

Ueberdies wurde durch neuere Forschungen festgestellt, dass die Ventile der einzelnen Pumpen sich nicht gleichzeitig, sondern successiv öffnen, wenn auch nur nach sehr kleinen Zeitintervallen. Diese zuerst von Hrábak*) ausgesprochene Ansicht hat Bochkoltz**) dahin weiter entwickelt, dass das successive Oeffnen der Pumpenventile wegen der Ausdehnsamkeit des Gestänges in der bestimmten Reihenfolge von oben nach unten stattfinden müsse.

Das Gestänge Fig. 320 wird nämlich beim Aufgange, abgesehen von den sonstigen Widerständen, durch sein Eigengewicht derart ausgedehnt, dass die nächst den Befestigungspunkten der Mönchkolben m_2, m_3 . . . befindlichen Querschnitte die Stellungen $a_2\,a_3$. . statt $A_2\,A_3$. . einnehmen, welche letzteren ihnen beim Niedergange relativ gegen das untere Ende A_1 zukommen würden. In jedem Querschnitte halten sich der auf- und abwärts gerichtete Zug das Gleichgewicht; dieser Zug kommt dem Gewichte des Gestängtheiles gleich, der unter dem betrachteten Querschnitt liegt, und ist noch unverändert vorhanden, wenn das Gestänge seine höchste Stellung erreicht hat. Hört nun der Zug am obersten Ende a_5 auf, was z. B. bei einer direct- und einfachwirkenden Dampfmaschine dadurch eintritt, dass die Ausströmung am unteren Cylinderende eröffnet wird, so erhält sich im ersten Moment der angegebene Spannungszustand noch in allen tieferen Gestängtheilen, daher diese auch in Ruhe verbleiben. Die Bewegung kann nur beim obersten Querschnitt a_5 beginnen, weil dort der Zug aufwärts aufgehört hat, während der abwärts gerichtete fortdauert; es wird sich also zuerst, bei unveränderter Lage von a_4, das Gestängstück $a_5\,a_4$ zusammenziehen. Dadurch vermindert sich aber der in a_4 aufwärts wirkende Zug, während der abwärts gerichtete dem Gewichte des unter a_4 befindlichen Gestänges gleich bleibt. Es ergibt sich also ein auf dem Mönchkolben m_4 abwärts wirkender Druck, und ist dieser hinreichend gross geworden, so öffnet sich das Druckventil der obersten Pumpe, der Kolben m_4 und der Querschnitt a_4 bewegen sich abwärts; weiters zieht sich das Gestängstück $a_4\,a_3$ zusammen, wodurch der zweite Kolben m_3 in Gang kommt u. s. w.

Ist der Widerstand gegen den Niedergang des Kolbens m_4 hinreichend gross, so wird sich, bevor derselbe in Bewegung geräth, das Gestängstück $a_5\,a_4$ bis zum Gleichgewichtszustand zusammenziehen, der Druck auf m_4 dem Gewicht des Gestängtheiles $a_5\,a_4$ mehr dem Zuge des Theiles $a_4\,A_1$

*) Zeitschr. des Vereins deutscher Ingenieure 1872, 16. Bd., S. 1.
**) Zeitschrift deutscher Ingenieure 1873, 17. Bd., S. 1.

gleichkommen, im Nothfalle kann also auf Ingangsetzung des ersten Mönchkolbens das ganze Gestänggewicht wirken; bei jedem der tieferen Kolben käme davon der Wasserdruck gegen die höheren Kolben abzurechnen, welche die zugehörigen Druckventile bereits geöffnet haben, daher dem Druck des Wassers in den Steigröhren ausgesetzt sind. Um einen beliebigen von den Kolben in Gang zu setzen, müsste also das Gestänggewicht dem Wasserdruck auf diesen und die nächst höheren Kolben mehr dem Ueberdruck zur Oeffnung des zum betrachteten Kolben gehörenden Ventiles und den sonstigen Nebenhindernissen gleich sein. In dieser Art berechnet, würde sich das Gestänggewicht voraussichtlich für den untersten Kolben am grössten ergeben, und zwar gleich dem Gesammtwasserdruck auf alle Kolben sammt Nebenhindernissen und dem zur Oeffnung des Ventiles der untersten Pumpe erforderlichen Ueberdruck.

Ist auch diese Betrachtung von grösstem Interesse für die Erklärung der Wirkungsart einer Pumpenanlage, so scheint sie doch nicht geeignet, darauf eine praktische, ganz verlässliche Berechnung des Gestänges zu basiren.

Bestimmung des Gestänggewichtes. Der rationellste Vorgang bei Ermittlung des erforderlichen Gestänggewichtes besteht darin, dasselbe nach den darüber gemachten Erfahrungen, doch eher zu klein als zu gross, anzunehmen, und in der Ausführung das Gestänge nöthigenfalls so weit zu belasten, dass der Niedergang mit der gewünschten Geschwindigkeit erfolgt.

Bezüglich der Kraftmaschine muss auf die etwaige nachträgliche Gestängebelastung Rücksicht genommen werden. Bei Dampfmaschinen wird man zu diesem Zwecke Wandstärke und Heizfläche der Kessel etwas reichlicher bemessen, um die Dampfspannung eventuell steigern zu können. Bei Wassersäulenmaschinen ist die Kolbenfläche hinreichend gross zu nehmen, dass das Gestänge durch das Kraftwasser der Maschine, dessen Spannung sich nicht steigern lässt, sicher gehoben wird; man muss dabei allerdings darauf gefasst sein, dass die Kolbenfläche und mithin der Wasserverbrauch grösser als streng nothwendig ausfallen. Die genügende Sicherheit auch des belasteten Gestänges endlich wird durch entsprechende Wahl der Festigkeitscoëfficienten erreicht.

Das erforderliche Gestängübergewicht wird nun um so grösser, je schneller das Wasser in den Steigröhren der Pumpen sich bewegen soll und je ungünstiger für die Eröffnung und für den Wasserdurchgang die Ventile construirt sind. Von der Schachttiefe oder ganzen Förderhöhe des Wassers scheint dasselbe nur in beschränktem Maasse abhängig zu sein, was in der That darauf deutet, dass die Hebung der Ventile successive erfolgt. Ferner muss unter sonst gleichen Umständen das Ge-

stänggewicht bei einfachwirkender Maschine wegen der Nebenhindernisse derselben, insbesondere wegen des Widerstandes, welchen das Abströmen des verbrauchten Dampfes oder Kraftwassers verursacht, etwas grösser sein, während bei doppeltwirkender Maschine mit oder ohne Rotationsbewegung dieser Widerstand bei Berechnung der Kolbenfläche zu berücksichtigen ist. Bei einer Condensationsmaschine tritt der Widerstand der Luftpumpe, das Ansaugen, stets gleichzeitig mit der Einströmung des frischen Dampfes ein, er wird daher vom Dampfdruck beim Aufgange des Gestänges überwunden und kommt hier ausser Betracht.

Seien $A_1\ A_2$. . die Kolbenflächen, $H_1\ H_2$. . die gesammten Förderhöhen und $h_1\ h_2$. . die Saughöhen der Druckpumpen, G das ganze Gewicht des Hauptgestänges, $\mathfrak{M}$ die von den Theilen der Kraftmaschine herrührende Belastung desselben, G_h das ganze Gewicht und V der Auftrieb des Hubpumpengestänges, so ist der reine Widerstand gegen den Niedergang des ganzen Gestänges gleich

$$1000\, \Sigma A\,(H - h) + V,$$

und man kann

$$G + G_h + \mathfrak{M} = \alpha\,[1000\, \Sigma A\,(H - h) + V],$$

$$G = 1000\, \alpha\, \Sigma A\,(H - h) - (G_h - \alpha\, V) - \mathfrak{M},$$

oder

(3) $G = 1000\, \alpha\, \Sigma A\,(H - h) - (G_o + \mathfrak{M})$

setzen, worin

(4) $G_o = G_h - \alpha\, V$

den vom Hubpumpengestänge beim Niedergange ausgeübten Zug und α einen Coëfficienten bedeutet, der das Verhältniss zwischen dem ganzen Gestänggewicht und dem reinen Widerstand beim Niedergange ausdrückt.

Während man früher α gleich 1·2 bis 1·4, also das Uebergewicht des Gestänges über den reinen Widerstand gleich 20 bis 40 Procent und noch grösser annahm, zeigen die neueren Erfahrungen, dass man mit 10 bis 25 Proc. ausreicht; mit Rücksicht auf die früheren Bemerkungen ist es daher angemessen,

(5) $\alpha = 1{\cdot}1$ bis $1{\cdot}2$

zu setzen, wobei die kleineren Werthe für die geringste mittlere Niedergangsgeschwindigkeit von etwa 0·3, die grösseren für 0·6 bis 0·7 Meter Geschwindigkeit entsprechen.

Der Werth $\mathfrak{M}$ ergibt sich aus den Dimensionen und der Anordnung der Kraftmaschine. Da dieser Werth unter Umständen sehr bedeutend werden kann, so muss man sich vor Detailberechnung des Gestänges

schon über die Anordnung und die Hauptdimensionen der Maschine entschieden haben, um $\mathfrak{M}$ annähernd richtig zu erhalten (vergl. Berechnung der einfachwirkenden Dampfmaschinen, Ermittlung von G).

Querschnitt des Hauptgestänges. Aus dem Gewichte G ergibt sich der Querschnitt Q des Hauptgestänges. Seien L die Länge des letzteren, δ das Gewicht eines Kubikmeters des Gestängematerials, so ist

$$Q L \delta$$

das Gewicht des Gestänges selbst. Hiezu kommen die sonstigen Belastungen. Ist M das Gewicht der Mönchkolben und ihrer Befestigungstheile, welches nach den bereits ermittelten Dimensionen derselben beurtheilt werden kann, F das zu schätzende Gewicht der zur Führung und zur Hubbegrenzung dienenden Theile, ferner β ein Coëfficient, welcher die Vergrösserung des Gestänggewichtes durch die Verbindungen berücksichtigt und grösser als 1 ist, so wird

(6) $$G = \beta Q L \delta + M + F,$$

(7) $$Q = \frac{G - M - F}{\beta L \delta}.$$

Den Coëfficienten β findet man, nachdem man sich für ein bestimmtes Muster einer Gestängeverbindung entschieden hat, indem man eine solche Verbindung für den voraussichtlichen beiläufigen Gestängquerschnitt entwirft, und das Gewicht der Verbindungstheile v und des zwischen zwei Verbindungen liegenden Gestängtheiles p ermittelt; somit wird

(8) $$\beta = \frac{p + v}{p} = 1 + \frac{v}{p}.$$

Bei Eisengestängen, welche aus parallel neben einander fortlaufenden Theilen bestehen, ist zu v auch das Gewicht der Köpfe der Nieten, welche diese Theile verbinden, für das zwischen zwei Gestängeverbindungen gelegene Stück zuzuschlagen.

In (6) und (7) kann man setzen:

für Gestänge	aus	Nadelholz	$\delta =$	700 Kil.
„	„	„ Eichenholz	$\delta =$	900 „
„	„	„ Eisen	$\delta =$	7800 „

Nun muss das Gestänge die hinreichende Zugfestigkeit besitzen, um beim Aufgange die aus dem reinen Widerstande W_a, dem Gewichte G und den Nebenhindernissen resultirende Spannung im obersten Querschnitt auszuhalten. Die Nebenhindernisse bestehen in den Widerständen gegen die Bewegung des angesaugten Wassers durch die Röhren

und Ventile, den Reibungen der Mönchkolben in den Stopfbüchsen und der Gestänge in den Führungen; dieselben betragen nicht mehr als etwa 5 Procent des Gesammtwiderstandes beim Aufgange und können bei der Querschnittsberechnung um so eher vernachlässigt werden, als diese auf der willkürlichen Annahme des Festigkeitscoëfficienten basirt. Sei Q_a die für die Festigkeit erforderliche Querschnittsfläche, $\mathfrak{A}$ die zulässige Belastung pr. Flächeneinheit, so ist

$$\mathfrak{A}\, Q_a = G + W_a,$$

und hieraus folgt

$$(9) \quad \ldots\ldots\ldots \quad Q_a = \frac{G + W_a}{\mathfrak{A}},$$

worin, wenn man annähernd und mit Rücksicht auf (4)

$$G_h - V = G_h - \alpha V = G_o$$

setzt, nach (41), S. 124

$$(10) \quad \ldots\ldots \quad W_a = 1000\,(\Sigma A h + A_h H_h) + G_o$$

ist. Hierin bedeuten noch A_h und H_h Kolbenfläche und Förderhöhe der Hubpumpe.

Den Coëfficienten $\mathfrak{A}$ kann man

für Nadelholz $\mathfrak{A} =$ 600000 Kil. pr. □ Meter
„ Eichenholz $\mathfrak{A} =$ 900000 „ „ „
„ Schmiedeisen $\mathfrak{A} =$ 6,000000 „ „ „

setzen, wobei wieder die Schwächung um $^1/_5$ bis $^1/_6$ durch die Verbindungen berücksichtigt ist. Ist diese Schwächung grösser, so muss $\mathfrak{A}$ entsprechend kleiner genommen werden.

Die erhaltenen Werthe (7) und (9) sind nun mit einander zu vergleichen. Ergibt sich dabei

$$1) \; Q_a < Q,$$

so genügt der aus dem erforderlichen Gewicht berechnete Querschnitt Q auch für die Anstrengung des Gestänges beim Aufgange; man kann dann

a) den Querschnitt Q beibehalten, wobei die wirkliche Spannung pr. Quadratmeter wegen (9)

$$(11) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathfrak{A}_1 = \frac{W_a + G}{Q} = \mathfrak{A}\,\frac{Q_a}{Q}$$

kleiner als $\mathfrak{A}$ wird, oder

b) dem Gestänge nur den Querschnitt Q_a ertheilen, welcher nothwendig ist, um das Gewicht G und den Widerstand W_a auszuhalten; dabei ergibt sich das Gestänggewicht

$$G_a = \beta Q_a L \delta + M + F$$

kleiner als G, und es ist nun eine Belastung des Gestänges gleich

$$G - G_a$$

erforderlich, damit die Gesammtlast gleich G wird. Auf diese Art ist eine Kostenersparung möglich, da die Belastungsgewichte sich billiger herausstellen als die Vergrösserung des Gestängquerschnittes von Q_a auf Q; auch gestatten dieselben beim Betrieb eine bequeme Regulirung des nothwendigen Gesammtgewichtes.

Man kann in dieser Beziehung noch weiter gehen und in unten angegebener Art ein Gestänge mit abnehmendem Querschnitt nach Fall 2) *b*) berechnen.

Ist dagegen

$$2)\quad Q_a > Q,$$

so kann man durch Abnahme des Gestängquerschnittes gegen unten helfen; reicht man damit nicht aus, so muss das Uebergewicht ausgeglichen werden, da man sonst beim Betrieb den Niedergang hemmen, für den Aufgang mehr Arbeit aufwenden müsste. Die Mittel zur Belastung und zur Ausgleichung werden später besprochen.

Grenze für die Ausführbarkeit der Gestänge. Soll das Gestänge mit constantem Querschnitt ausführbar sein, so muss

$$Q_a < Q,$$

oder wegen (9) und (7)

$$\frac{G + W_a}{\mathfrak{A}} < \frac{G - M - F}{\beta L \delta}$$

$$L < \frac{\mathfrak{A}}{\beta \delta} \frac{G - M - F}{G + W_a}$$

sein. Setzt man $M + F = 0$ und gleicht diese Vernachlässigung dadurch aus, dass man β gross, etwa $\beta = 1{\cdot}5$, setzt, so ergibt sich

$$(12) \quad \ldots\ldots \quad L < \frac{\mathfrak{A}}{1{\cdot}5\,\delta} \frac{G}{G + W_a}.$$

Es wird mithin der zulässige Werth von L am grössten für

$$Wa = 0,$$

oder wenn die Hubpumpe fehlt, da diese vorzüglich den Widerstand W_a verursacht. Dabei wird

$$L = \frac{\mathfrak{A}}{1{\cdot}5\,\delta}.$$

Nach den früher angegebenen Werthen von $\mathfrak{A}$ und δ ist daher die grösste ausführbare Länge L des Hauptgestänges mit constantem Querschnitt, bei fehlender Hubpumpe,

für Nadelholz	$L = 570$	Meter
„ Eichenholz	„ $= 660$	„
„ Eisen	„ $= 510$	„

Bei dem gewöhnlich angewendeten Nadelholze oder Schmiedeisen ist daher diese Länge nicht viel grösser als 500 Meter, und bei Vorhandensein einer Hubpumpe wird dieselbe noch geringer.

Bei abnehmendem Querschnitt liegt die besprochene Grenze weit höher, wenn nicht die Rücksicht auf Biegung durch Druck beim Niedergange dieselbe wieder begrenzt.

Gestänge mit abnehmendem Querschnitt. Hat sich aus der früheren Berechnung der für die Festigkeit nothwendige Querschnitt Q_a grösser als der für das entsprechende Gewicht erforderliche Q ergeben, so setzt man nach Fig. 321 das Gestänge aus einzelnen Stücken zusammen, deren jedes für sich constanten Querschnitt besitzt. Je grösser die Zahl der Abtheilungen, desto mehr nähert sich das Gestänge einem Körper von gleicher Festigkeit, desto mehr wird sein Gewicht herabgesetzt. Zweckmässig ist es, die Enden der einzelnen Abtheilungen unmittelbar unter der Befestigung der Mönchkolben anzubringen, damit das weitere abwärts folgende Gestängstück die Last dieses Kolbens und den der Saughöhe desselben entsprechenden Zug beim Aufgange nicht mehr auszuhalten hat. Ist eine Gabelung des Gestänges (nach Fig. 212) vorhanden, so ist der Anschluss der verschiedenen Gestängquerschnitte aneinander am leichtesten auszuführen. Es ist übrigens nicht nothwendig, unter jedem Mönchkolben einen Absatz des Gestängquerschnittes anzunehmen, auch kann man genöthigt sein, diese Absätze theilweise an andere Punkte zu verlegen.

Die Berechnung der einzelnen Gestängquerschnitte ist nun in der Reihenfolge von unten nach oben und ganz in derselben Weise, wie die Ermittlung des der Festigkeit wegen erforderlichen Querschnittes eines Gestänges mit constanter Dimension durchzuführen. Seien Q_1, Fig. 321, der Querschnitt und L_1 die Länge des untersten Gestängstückes, $\Sigma A_1 h_1$ die Summe der Producte aus den Querschnitten und Saughöhen der an diesem Gestängstück befindlichen Druckpumpen, A_h, H_h und G_o Kolbenquerschnitt, ganze Förderhöhe und das um den Auftrieb verminderte Gestänggewicht der Hubpumpe, β, δ und $\mathfrak{A}$ die S. 141 angegebenen Werthe, $\Sigma(M_1 + F_1)$ die Summe der Nebenbelastungen, so hat man

$$\mathfrak{A}\, Q_1 = 1000\,(\Sigma A_1 h_1 + A_h H_h) + G_o + \beta\, Q_1 L_1 \delta + \Sigma(M_1 + F_1),$$

und hieraus folgt der Querschnitt des untersten Gestängstückes

$$(13) \quad . \quad Q_1 = \frac{1000\,(\Sigma A_1 h_1 + A_h H_h) + G_o + \Sigma (M_1 + F_1)}{\mathfrak{A} - \beta L_1 \delta}.$$

Hat man Q_1 berechnet, so ergibt sich das Gewicht G_1 des untersten Gestängstückes

$$(14) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad G_1 = \beta Q_1 L_1 \delta + \Sigma (M_1 + F_1).$$

Bezeichnet man für das zweite Gestängstück die Grössen mit dem Zeiger 2, und berücksichtigt, dass für dieses an Stelle der Spannung im obersten Querschnitt des Hubpumpengestänges

$$1000\, A_h H_h + G_o,$$

nun die Spannung

$$\mathfrak{A}\, Q_1$$

im obersten Querschnitt des ersten Gestängstückes tritt, so ist zu setzen

$$Q_2 = \frac{1000\, \Sigma A_2 h_2 + \mathfrak{A}\, Q_1 + \Sigma (M_2 + F_2)}{\mathfrak{A} - \beta L_2 \delta};$$

hierin ist $\Sigma A_2 h_2$ die Summe der Producte aus Kolbenquerschnitten und Saughöhen der am zweiten Gestängstück befindlichen Druckpumpen u. s. w. Das Gewicht dieses Gestängstückes wird

$$G_2 = \beta Q_2 L_2 \delta + \Sigma (M_2 + F_2).$$

Es ergibt sich somit allgemein

$$(15) \quad . \quad Q_n = \frac{1000\, \Sigma A_n h_n + \mathfrak{A}\, Q_{n-1} + \Sigma (M_n + F_n)}{\mathfrak{A} - \beta \delta L_n},$$

wobei zur Berechnung des Querschnittes des untersten Gestängtheiles

$$\mathfrak{A}\, Q_{n-1} = 1000\, A_h H_h + G_o$$

zu setzen ist, dann

$$(16) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad G_n = \beta Q_n L_n \delta + \Sigma (M_n + F_n).$$

Die Werthe von $\mathfrak{A}$ und δ sind bei der Berechnung (welche übrigens für die Gewichte G_1, G_2 u. s. w. nicht speciell durchgeführt werden muss), nach S. 141 und 142 anzunehmen, der Coëfficient β in der S. 141 angegebenen Art zu bestimmen; derselbe darf für alle Gestängtheile als constant vorausgesetzt werden.

Das Gesammtgewicht G_z des Gestänges folgt nun

$$G_z = G_1 + G_2 + \,.\,.$$

oder wegen der durch (16) gegebenen Werthe von G_1, G_2 u. s. w.

$$(17) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad G_z = \beta \delta\, \Sigma Q L + M + F,$$

worin $\Sigma Q L$ die Summe aus den Volumen der einzelnen Gestängstücke, also das ganze Gestängvolum und $M + F$ das Gewicht aller Nebenbelastungen des Gestänges ausser dem der Verbindungen bedeutet.

Der aus (17) erhaltene Werth von G_z wird nun in der Regel mit dem nach (3) ermittelten, für den Niedergang erforderlichen Gestänggewicht nicht stimmen.

1) Ergibt sich $G_z > G$, so ist man auch durch abnehmenden Querschnitt nicht im Stande, dem Gestänge beim Gewicht G die erforderliche Festigkeit zu ertheilen; es müssen dann die eben berechneten Querschnitte beibehalten werden und ist das Uebergewicht $G_z - G$ auszugleichen.

2) Ist dagegen $G_z < G$, so muss das Gewicht der bewegten Masse von G_z auf G vergrössert werden. Dies kann wieder auf zweierlei Art erfolgen, und zwar:

a) Durch Vergrösserung der früher erhaltenen Querschnitte. Nimmt man diese Vergrösserung als gleichförmig an, soll also durch Multiplication aller Querschnitte mit dem gleichen Factor x das Gewicht G resultiren, so muss analog zu (17)

$$G = \beta\, \delta\, x\, \Sigma Q L + M + F,$$

oder

$$G - M - F = \beta\, \delta\, x\, \Sigma Q L$$

sein; aus (17) folgt aber

$$G_z - M - F = \beta\, \delta\, \Sigma Q l,$$

und dividirt man obige Gleichung durch diese, so erhält man

$$(18) \quad \ldots\ldots\ldots \quad x = \frac{G - M - F}{G_z - M - F},$$

worin für G und G_z die Werthe (3) und (17) zu setzen sind.

Multiplicirt man daher die früher nach (15) erhaltenen Werthe Q_1, Q_2 . . mit x und behält die Querschnitte $x\,Q_1$, $x\,Q_2$. . bei, so erhält das Gestänge das verlangte Gewicht G. Die einzelnen Abtheilungen sind nicht mehr gleich, jedoch durchgehends weniger beansprucht als früher. Denn sollte sich die gleiche Spannung $\mathfrak{A}$ wie nach der ersten Berechnung einstellen, so müsste nun so wie der Querschnitt auch die Gesammtbelastung xmal so gross sein als früher; dies ist aber nicht der Fall, da nur das Gewicht des Gestänges nebst Verbindungen, nicht aber die sonstigen Belastungen und der Widerstand beim Aufgang auf das xfache gestiegen sind.

Man könnte nun die Forderung stellen, dass die Gestängquerschnitte

gleich stark auf Zug in Anspruch genommen werden; zu diesem Zwecke wäre die Berechnung in der früheren Art, nur mit einem kleineren Werthe von $\mathfrak{A}$ durchzuführen, der jedoch schätzungsweise anzunehmen ist, da dessen rechnungsmässige Bestimmung auf complicirte Ausdrücke führt. Es müsste also die Rechnung so lange mit entsprechend geänderten Werthen von $\mathfrak{A}$ wiederholt werden, bis sich ein Gestänge ergibt, dessen Gewicht den verlangten Werth G erreicht.

Unter Umständen kann es selbst zweckmässig sein, noch mehr von der Körperform mit gleicher Zugfestigkeit abzuweichen, und zwar dann, wenn die unteren Gestängtheile beim Niedergange stark auf Druck in Anspruch genommen sind und deren Querschnitt sich in obiger Art klein ergibt (s. „Sicherung gegen das Zerknicken").

b) Indem man die Querschnitte nur so gross macht, dass sie das für den Niedergang nothwendige Gestänggewicht beim Aufgange mit Sicherheit tragen, und, da nun das Eigengewicht des Gestänges für den Niedergang nicht ausreicht, eine Belastung wie bei Gestängen mit constantem Querschnitt anbringt, wobei eine Verminderung der Kosten resultiren kann.

In letzterer Beziehung würde es sich um thunlichste Verminderung des eigentlichen Gestänggewichtes, daher der Querschnitte handeln, welche durch die Verlegung der Belastung in die oberen Theile erreicht wird, und zwar am vollständigsten, indem man die früher berechneten Querschnitte Q_1, Q_2 . . beibehält und die ganze dabei erforderliche Belastung $G - G_z$ am obersten Gestängende anbringt. Dabei kann aber leicht das Gestänge zu geringe Sicherheit gegen den Druck beim Niedergange bieten, daher eine gleichförmige oder vorzüglich auf die unteren Theile sich erstreckende Belastung besser entsprechen wird.

Man geht bei der Berechnung am besten von oben gegen unten vor. Man ermittelt zuerst den obersten Querschnitt Q_a mit Rücksicht auf das nothwendige Gewicht G und den Widerstand W_a aus der Gleichung (9)

$$Q_a = \frac{G + W_a}{\mathfrak{A}}.$$

Hierauf nimmt man für das oberste Gestängstück eine Belastung an und zieht das Gewicht dieses obersten Stückes nebst Belastung und anhängenden Theilen von G ab; sei G_1 der Rest, so hat der folgende Gestängquerschnitt den Zug G_1 mehr den Widerständen aller tieferen Pumpen auszuhalten. Es ist daher der Querschnitt dieses Theiles nach einer Gleichung von derselben Form wie die obige zu ermitteln, nur kommt G_1 statt G, W_a um den Widerstand der am obersten Gestängstück hängenden Pumpen vermindert einzusetzen; die Berechnung ist dieselbe als ob das oberste Gestängstück nebst Pumpen nicht vorhanden wäre. Nun

nimmt man für das zweite Gestängstück eine Belastung an, und zieht das Gesammtgewicht dieses zweiten Gestängstückes von G_1 ab, wodurch sich der Rest G_2 ergebe. Hierauf folgt die Berechnung des dritten Querchnittes in gleicher Art wie früher, als ob die zwei oberen Gestängstücke nicht vorhanden wären u. s. w.

Die Belastungen sind so klein zu nehmen, dass die Querschnitte grösser als die nach (15) ermittelten ausfallen, denn jeder dieser letzteren bildet die untere Grenze, mit welcher man nur ausreicht, wenn das auf denselben abwärts folgende Gestänge keine Belastung mehr erhält. Als letzter Rest ergibt sich für das unterste Gestängstück ein Gewicht G_n, nach welchem der Querschnitt wie früher ermittelt wird; man berechnet das diesem Querschnitt entsprechende Gewicht nebst anhängenden Theilen und zieht dasselbe von G_n ab; die Differenz ist sodann die Belastung, welche das unterste Gestängstück erhalten muss.

Die Wahl der Belastungen ist, ausgenommen die oben angeführte Beschränkung, willkürlich, und es können die oberen Gestängstücke auch ohne Zusatzgewichte verbleiben. Je mehr man die letzteren gegen unten verlegt, desto weniger Druck erleidet das Gestänge beim Niedergange, desto grösser werden jedoch Querschnitte und Volum desselben. Die Grenze bildet der Fall, wo man die ganze Belastung nur auf das unterste Gestängstück verlegt. Der Druck beim Niedergange wird dabei am geringsten, die erforderliche Belastung die kleinste, hingegen werden Querschnitt, Volum und Gewicht des Gestänges selbst am grössten.

Will man an Gestängmaterial sparen, so kann man die Berechnung in der angegebenen Art auch dann ausführen, wenn die Rücksicht auf Festigkeit einen abnehmenden Querschnitt nicht verlangen würde.

Anstrengung des Gestänges beim Niedergange. Nachdem die für genügende Sicherheit beim Aufgange nothwendigen Gestängquerschnitte ermittelt sind, untersucht man, welche Kräfte auf das berechnete Gestänge beim Niedergange wirken. Hierüber ist vorläufig zu bemerken, dass in jedem zwischen den Befestigungspunkten zweier Mönchkolben befindlichen Gestängstücke der stärkste Druck beim Niedergange ganz unten, unmittelbar ober dem Mönchkolben, der geringste am oberen Ende, unter dem nächst höheren Kolben vorhanden ist. Der Unterschied beider kommt dem Gewichte des betreffenden Gestängstückes nebst anhängenden Theilen gleich. Umgekehrt verhält es sich mit dem etwa vorkommenden Zuge im Gestänge; dieser ist aber jedenfalls geringer als beim Aufgange und erfordert daher keine Rücksicht.

Es sind mithin insbesondere die ober der Befestigung der Mönchkolben befindlichen Querschnitte zu untersuchen, so z. B. bei dem Ge-

stänge mit abnehmender Stärke, Fig. 321, die Querschnitte A, B, C u. s. w.

Die Spannung in jedem Querschnitte ergibt sich aber dadurch, dass man alle Kräfte ermittelt, welche an dem unter dem betreffenden Querschnitte befindlichen Gestängstücke auf- und abwärts wirken und die letzteren von den ersteren abzieht. Für den Querschnitt ober der untersten Druckpumpe ist auf diese Weise als aufwärts wirkend zu betrachten der mit α, Formel (5), multiplicirte Wasserdruck auf den Kolben dieser Pumpe, deren Kolbenfläche A_1, Förderhöhe H_1 und Saughöhe h_1 sei. Abwärts dagegen wirkt das um den Auftrieb verminderte Gestänggewicht G_0 der Hubpumpe und das Gewicht M_1 des untersten Mönchkolbens und seiner Verbindung mit dem Hauptgestänge. Es ist daher der Druck im genannten Querschnitte

$$K_1 = 1000\,\alpha\,A_1\,(H_1 - h_1) - G_0 - M_1.$$

Für den Querschnitt ober der nächstfolgenden Druckpumpe ergibt sich

$$K_2 = 1000\,\alpha\,A_2\,(H_2 - h_2) + K_1 - M_2 - F_1 - \beta\,Q_1\,L_1\,\delta,$$

worin wieder A_2, H_2, h_2 sich auf die zweite Druckpumpe beziehen, M_2 das Gewicht ihres Mönchkolbens, Q_1 L_1 Querschnitt und Länge des zwischen der ersten und zweiten Pumpe befindlichen Gestängstückes und F_1 das Gewicht der daran angebrachten Führungs- und Fangtheile bedeuten. In dieser Weise erhält man allgemein den Druck in dem Querschnitt ober der nten Pumpe

$$(19)\quad K_n = K_{n-1} + 1000\,\alpha\,A_n\,(H_n - h_n) - M_n - F_{n-1} - \beta\,Q_{n-1}\,L_{n-1}\,\delta;$$

für den Querschnitt ober der tiefsten Druckpumpe ist $L_{n-1} = 0$, $F_{n-1} = 0$ und $K_{n-1} = G_0$.

Ergibt sich K_n für irgend einen Querschnitt negativ, so ist in diesem Querschnitt ein Zug von dem absoluten Werthe K_n vorhanden.

Die Anwendung des Coëfficienten α liefert bei einfach wirkender Kraftmaschine die Werthe von K etwas zu gross, da α zugleich die Widerstände einer solchen Maschine selbst in sich fasst. Indessen wird dadurch nur die Sicherheit etwas erhöht.

Gegen den Druck K_n muss das Gestänge die hinreichende Sicherheit sowohl in Bezug auf Zerdrücken als auf Zerknicken (seitliche Biegung und Bruch) besitzen. Gegen das Zerknicken hilft eine entsprechende Form des Querschnittes und hinreichende Zahl Führungen; sollten diese Mittel nicht ausreichen oder das Gestänge zu stark auf Zerdrücken beansprucht sein, so ist eine Vergrösserung des Querschnittes nothwendig. Eisengestänge werden mitunter derart ausge-

führt, dass sie auch beim Niedergange nur auf Zug in Anspruch genommen sind.

Sicherung gegen das Zerdrücken. Ist Q der Querschnitt, in welchem der Druck K herrscht, so ist $\frac{K}{Q}$ der Druck pr. Flächeneinheit, für welchen man bei den einzelnen Materialien die folgenden Werthe als zulässige Grenzen ansehen kann:

Für Eichenholz	$\frac{K}{Q} =$	600000 Kil.
„ Nadelholz	„ $=$	400000 „
„ Schmiedeisen	„ $=$	6,000000 „

Sind, was übrigens nur selten vorkommen wird, diese Werthe überschritten, so ist eine Vergrösserung in der unten angegebenen Weise nothwendig.

Sicherung gegen das Zerknicken, Abstand der Führungen. Für Holzgestänge ist nicht füglich ein anderer als ein rechteckiger Querschnitt verwendbar, unter den rechteckigen aber der quadratische der vortheilhafteste. Für Eisengestänge jedoch eignen sich am besten verrippte Formen. Nach den Regeln für die zulässige Belastung eines an beiden Enden geführten Stabes kann man nun den gegebenen Druck

$$K = \varepsilon \pi^2 \frac{J}{l^2}$$

setzen, wobei ε den Modulus der Elasticität des Gestängematerials, l den Abstand der Führungen und J einen von den Querschnittsdimensionen abhängigen Ausdruck bedeutet. Hieraus folgt der zulässige Abstand der Führungen

$$(20) \quad \ldots\ldots\ldots \quad l = 3{\cdot}142 \sqrt{\frac{\varepsilon J}{K}}.$$

Hat sich für einen beliebigen Querschnitt aus (19) ein Druck K_1 ergeben und liefert die Gleichung (20) hierfür den Werth l_1, so kann man von diesem Querschnitte aufwärts bis zum nächsten Mönchkolben den Abstand der Führungen constant gleich l_1 setzen oder der Abnahme des Druckes entsprechend wachsen lassen; eine genaue Einhaltung dieser Abstände ist natürlich nicht nothwendig, nur eine Ueberschreitung der berechneten Werthe zu vermeiden.

Wird die Zahl Führungen zu gross, so muss man die Querschnitte vergrössern und nöthigenfalls eine Gewichtsausgleichung anbringen, oder bei einem Eisengestänge die Form derselben ändern. Hat man bei einem Holzgestänge mit abnehmendem Querschnitt, um das erforderliche Gewicht einzubringen, eine Vergrösserung der Querschnitte nach

S. 146 ausgeführt, so kann man diese Vergrösserung dahin modificiren, dass man den unteren Querschnitten, für welche sich der Abstand der Führungen meist am geringsten ergibt, mehr, den oberen weniger zuschlägt. Es handelt sich dabei nur darum, dass das Volum ΣQL des Gestänges ungeändert bleibe, weil in diesem Falle auch das Gestänggewicht

$$\beta \delta \Sigma QL + M + F$$

stets dasselbe bleibt. Was also den unteren Theilen an Volum zugegeben wurde, muss den oberen entnommen werden. Eine Belastung der Gestänge hat man vorzüglich auf die unteren Theile zu verlegen.

Der Druck beim Niedergange wird dann in jedem Querschnitt um den Gewichtszuwachs der darunter befindlichen Theile kleiner, um deren Gewichtsabnahme grösser.

Schliesslich hat man dann noch die Zugfestigkeit in den oberen Enden der einzelnen Gestängeabtheilungen zu controliren; der Zug beim Aufgange ist um denselben Betrag grösser als früher, um welchen der Druck beim Niedergange kleiner geworden ist.

Der Abstand der Führungen soll, auch wenn die Zerknickungsfestigkeit es gestatten würde, nicht zu gross sein, um besonders bei schneller erfolgendem Gestängaufgange Seitenschwankungen zu vermeiden. Bei runden, quadratischen oder rechteckigen Eisengestängen findet man diesen Abstand nicht grösser als 8 bis 10 Meter; bei Holzgestängen je nach deren Querschnitt nicht über 10 bis 20 Meter.

Es sollen nun der Abstand l der Führungen und für Eisengestänge die Querschnittsdimensionen speciell berechnet werden.

Holzgestänge. Für ein Holzgestänge vom Querschnitt Q mit den Seitenlängen d und d_1 hat man

$$J = \frac{d_1 d^3}{12}$$

und kann bei 10facher Sicherheit $\varepsilon = 100{,}000000$ Kil. pr. Quadratmeter gesetzt werden; hiermit folgt aus (20)

$$(21) \quad \ldots \quad l = \frac{9000 \sqrt{d_1 d^3}}{\sqrt{K}} = 9000\, d \sqrt{\frac{Q}{K}},$$

worin für d die kleinere von den Querschnittsseiten zu setzen ist.

Für ein Gestänge aus zwei dicht oder in einem gewissen Abstande neben einander fortlaufenden Stangen von den Querschnittsseiten d und d_1 wird J doppelt so gross als früher, daher

$$l = 12700\, d \sqrt{\frac{Q}{K}},$$

worin für d wieder die kleinere Querschnittsseite zu setzen ist.

Sind vier Reihen von Schachtstangen zu einem Rechteck von der kleineren Seitenlänge d und der grösseren d_1 zusammengestellt, so ist die Festigkeit geringer als die einer einzigen Schachtstange mit den Seiten d und d_1. Bei verzahnten oder verdöbelten Tragbalken nimmt man die relative Festigkeit gleich $\frac{2}{3}$ von der eines Balkens aus einem Stück. Wenn die Stösse der Schachtstangen mit einander abwechseln, kann man diese Annahme auch für die Biegung durch Druck beibehalten, daher J gleich $\frac{2}{3}$ des für einen ungetheilten Querschnitt gegebenen Werthes setzen, und hiermit ergibt sich

$$l = \sqrt{\frac{2}{3}} \,.\, 9000\, d \sqrt{\frac{Q}{K}} = 7350\, d \sqrt{\frac{Q}{K}}.$$

Gestänge aus Eisen mit I-förmigem Querschnitt. Für ein Gestänge aus Schmiedeisen kann man bei 8facher Sicherheit $\varepsilon = 2500{,}000000$ setzen, und es wird hiermit allgemein

(22) $l = 160000 \sqrt{\frac{J}{K}}.$

Der I-förmige Querschnitt wird entweder durch Walzen aus einem Stück, oder aus zwei U-Eisen, die man mit der breiten Rückenfläche aneinander legt, oder aus 3 Flachschienen und 4 Winkeleisen hergestellt. Man kann demselben stets annähernd das theoretische Profil Fig. 323 substituiren, worin die zwei Hauptdimensionen mit a und b, die Stärken mit ma und na bezeichnet sind. Die Festigkeit gegen Biegung in den Ebenen MN und PQ ist allgemein eine verschiedene; ist der Querschnitt derart angenommen, dass die erwähnte Festigkeit für beide Biegungen gleich gross wird, so muss der Abstand der Führungen dabei am grössten ausfallen.

Für einen Stab von rechteckigem Querschnitt ist allgemein

(23) $J = \frac{BH^3}{12},$

worin H die zur Biegungsebene parallele, B die darauf senkrechte Querschnittsdimension bedeutet. Für die Biegung in der Ebene MN, Fig. 323, wird daher

$$J = \frac{b a^3 - (b - m a)(a - 2 n a)^3}{12},$$

(24) . . . $$J = \frac{a^4}{12}\left[\frac{b}{a} - \left(\frac{b}{a} - m\right)(1 - 2n)^3\right],$$

für die Biegung in der Ebene PQ

$$J = \frac{2 n a b^3 + (a - 2 n a) m^3 a^3}{12},$$

(25) $$J = \frac{a^4}{12}\left[2n\left(\frac{b}{a}\right)^3 + (1 - 2n) m^3\right].$$

Ist Q der gegebene Querschnitt des Gestänges, so hat man

$$Q = 2 b n a + (a - 2 n a) m a$$

$$= a^2\left[2n\frac{b}{a} + (1 - 2n) m\right]$$

(26) $$a = \sqrt{\frac{Q}{2n\frac{b}{a} + (1 - 2n) m}}.$$

Hat man die Verhältnisse n, m und $\frac{b}{a}$ den verfügbaren Profilen entsprechend angenommen, so ergibt sich aus (26) die Dimension a, und sodann erhält man aus (24) und (25) die zwei Werthe von J, von welchen der kleinere, in (22) eingeführt, den Abstand l der Führungen ergibt.

Das einfachste unter den erwähnten Profilen ist das im Ganzen durch Walzen hergestellte. Bei dem ausgeführten Querschnitt Fig. 460 ist

(27) $$\frac{b}{a} = 0{\cdot}6,\quad m = 0{\cdot}054,\quad n = 0{\cdot}08,$$

daher ist

(28) $$a = 2{\cdot}66\sqrt{Q}$$

anzunehmen, und es ergeben sich für J die zwei Werthe

(29) $$J = \begin{cases} 1{\cdot}153\, Q^2 \\ 0{\cdot}144\, Q^2, \end{cases}$$

von welchen der zweite, bedeutend kleinere der Biegung in der Ebene PQ entspricht, es ist daher der Widerstand gegen diese Biegung beträchtlich geringer als in der Richtung MN.

Führt man die Werthe von J in (22) ein, so folgt

$$(30) \quad \ldots\ldots\ldots \quad l = \left| \begin{array}{l} 172000 \dfrac{Q}{\sqrt{K}} \\ 60700 \dfrac{Q}{\sqrt{K}} \end{array} \right.$$

und der letztere von diesen beiden Werthen ist beizubehalten.

Wie der Vergleich mit den für den Kastenquerschnitt berechneten Resultaten zeigt, ist dieser Werth verhältnissmässig klein; ein Gestänge von dem angenommenen Querschnitt ist daher nur dann vortheilhaft anzuwenden, wenn dasselbe keinem starken Druck K ausgesetzt ist.

Um J und J_1 einander mehr zu nähern, müsste $\frac{b}{a}$ grösser sein, wobei aber die Herstellung durch Auswalzen zu schwierig wird.

Gestänge mit kastenförmigem Querschnitt. Der sogenannte kastenförmige Querschnitt, Fig. 317, wird meistens aus zwei U-Eisen und zwei Flachschienen von ganz oder nahe gleicher Dicke na hergestellt. Die Breite der Seitenrippen der U-Eisen ist gleich $4na$ bis $6na$; setzt man diese Länge der Sicherheit wegen in der Rechnung nur gleich $4na$, so wird der Querschnitt

$$(31) \quad . \quad . \quad Q = 2bna + 2na(a - 2na) + 4 \,.\, 4na \,.\, 2na =$$

$$= 2na^2\left(\frac{b}{a} + 1 + 14n\right),$$

$$(32) \quad . \quad . \quad . \quad a = \sqrt{\frac{Q}{2n\left(\frac{b}{a} + 1 + 14n\right)}} = \lambda \sqrt{Q}.$$

Wäre $b = a$, so würde die Biegung parallel zu a leichter erfolgen als parallel zu b, weil die Flantschen an den 4 Ecken in der ersteren Richtung einen geringeren Widerstand leisten. Macht man daher b etwas kleiner als a, so wird die Festigkeit nach beiden Richtungen gleich. Es ist nun für die Biegung parallel zu b

$$J = \frac{1}{12}\Big\{2na(b + 8na)^3 + 2na\left[(b + 8na)^3 - b^3\right] +$$

$$+ (a - 2na)\left[b^3 - (b - 2na)^3\right]\Big\},$$

für die Biegung parallel zu a

$$J = \frac{1}{12}\left[(b + 8na)a^3 - 8na(a - 4na)^3 - (b - 2na)(a - 2na)^3\right];$$

hieraus folgen nach entsprechender Reduction die zwei Werthe von J

$$(33)\; J = \begin{cases} \dfrac{a^4}{12}\left[4n\left(\dfrac{b}{a}+8n\right)^3 + (1-4n)\left(\dfrac{b}{a}\right)^3 - (1-2n)\left(\dfrac{b}{a}-2n\right)^3\right] \\ \dfrac{a^4}{12}\left[\dfrac{b}{a} + 8n - 8n(1-4n)^3 - \left(\dfrac{b}{a}-2n\right)(1-2n)^3\right] \end{cases}$$

und hiermit wird

$$(34) \quad \ldots\ldots \quad l = 160000\sqrt{\frac{J}{K}} = \frac{\mu Q}{\sqrt{K}}.$$

Im Folgenden sind die Werthe von λ und die aus beiden obigen Ausdrücken folgenden Werthe von μ zusammengestellt.

1) für $n = \frac{1}{15}$

und $\frac{b}{a} =$	1	0·8	0·6
wird $\lambda =$	1·6	1·65	1·73
„ $\mu =$	124000	108000	93000
	103000	105000	109000

2) für $n = \frac{1}{20}$

und $\frac{b}{a} =$	1	0·8	0·6
wird $\lambda =$	1·92	2	2·09
„ $\mu =$	141000	123000	102000
	125000	129000	133000

3) für $n = \frac{1}{25}$

und $\frac{b}{a} =$	1	0·8	0·6
wird $\lambda =$	2·21	2·3	2·41
„ $\mu =$	157000	135000	111000
	145000	149000	153000

Von den Werthen von μ ist stets der kleinere beizubehalten. Man sieht, dass für $\frac{b}{a} = 0{\cdot}8$ bis $0{\cdot}9$ die Werthe von μ einander gleich werden und dabei zugleich der zulässige Abstand der Führungen am grössten ist.

Da diese Querschnittsform gut abgesteift ist, so sind bei derselben geringe Eisenstärken anwendbar und es ergeben sich hiermit grosse Werthe für l. Die Form ist daher sehr zweckmässig.

Röhrengestänge. Man hat auch Gestänge in Röhrenform; sei d der äussere Durchmesser, nd die Wandstärke, so ist der Querschnitt

$$(35) \quad \ldots \quad Q = \frac{\pi}{4}\left[d^2 - (d - 2nd)^2\right] = \pi d^2 n(1-n),$$

$$(36) \quad \ldots\ldots \quad d = \sqrt{\frac{Q}{\pi n(1-n)}} = \lambda \sqrt{Q};$$

ferner hat man

$$J = \frac{\pi}{64}\left[d^4 - (d - 2nd)^4\right] = \frac{\pi d^4}{64}\left[1 - (1-2n)^4\right]$$

oder mit Rücksicht auf den aus obiger Gleichung für Q folgenden Werth von πd^2

$$(37) \quad \ldots \quad J = \pi^2 d^4 \frac{1-(1-2n)^4}{64\pi} = Q^2 \frac{1-(1-2n)^4}{64\pi n^2(1-n)^2},$$

und nun folgt aus (22)

$$(38) \quad \ldots\ldots \quad l = 160000\sqrt{\frac{J}{K}} = \mu \frac{Q}{\sqrt{K}}.$$

Für $n =$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{25}$	$\frac{1}{30}$
wird $\lambda =$	2·26	2·59	2·88	3·14
und $\mu =$	119000	139000	156000	172000.

Gestänge mit kreuzförmigem Querschnitt. Der kreuzförmige Querschnitt Fig. 318, welcher aus 4 Winkeleisen zusammengesetzt wird, besitzt gleiche Festigkeit gegen die Biegungen parallel zu den beiden Rippen, da aber die Enden dieser Rippen ganz frei sind, kann die Stärke derselben nicht sehr gering genommen werden. Man hat hier

$$Q = 2a \cdot na - n^2a^2 = a^2 n(2-n),$$

$$(39) \quad \ldots\ldots \quad a = \sqrt{\frac{Q}{n(2-n)}} = \lambda \sqrt{Q},$$

ferner wird

$$J = \frac{na \cdot a^3 + (a - na)n^3a^3}{12} = a^4 \frac{n + (1-n)n^3}{12},$$

mithin wegen (22)

$$(40) \quad \ldots \quad l = 46000 a^2 \sqrt{\frac{n+(1-n)n^3}{K}} = \mu \frac{Q}{\sqrt{K}}.$$

Es ergibt sich

für $n =$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{10}$
$\lambda =$	1·79	2·06	2·29
$\mu =$	60000	69000	76000.

Detail-Entwurf, Controle der Berechnung. Ist die Berechnung des Gestänges beendet, so wird zur Detailconstruction desselben unter Einhaltung der ermittelten Querschnitte geschritten.

Nach Vollendung des Entwurfes werden mittelst desselben die Gewichte aller Theile unter Benutzung der S. 141 angegebenen specifischen Gewichte berechnet und untersucht, ob das Gesammtgewicht der Bedingung (3) für den selbstthätigen Niedergang entspricht.

Sodann sind die einzelnen Querschnitte in Bezug auf ihre Sicherheit beim Auf- und Niedergange zu controliren.

Für den Aufgang untersucht man die unter der Befestigung der einzelnen Mönchkolben befindlichen, bei Gestängen mit abnehmender Stärke die obersten Querschnitte jeder Abtheilung. Der Zug in denselben ergibt sich gleich dem gesammten Gewichte des unter dem betreffenden Querschnitt befindlichen Hauptgestänges, mehr den Widerständen, welche von der Saughöhe der Druckpumpen, dann der Förderhöhe der Hubpumpe und dem um den Auftrieb verminderten Gestänggewicht der letzteren herrühren. Hierzu sind noch die Nebenhindernisse zu rechnen, welche für jede, auch die Hubpumpe, zu 5 % des der ganzen Förderhöhe der Pumpe entsprechenden Wasserdruckes auf ihren Kolben angenommen werden können. Dividirt man diesen Zug durch den zu untersuchenden Querschnitt, bei welchem nun die Schwächung durch die Verbindungen zu berücksichstigen ist, so ergibt sich die Belastung $\mathfrak{A}_1$ pr. Flächeneinheit.

Für den Niedergang sind insbesondere die Querschnitte unmittelbar ober den Befestigungspunkten der Mönchkolben zu untersuchen, wobei nach S. 148 vorzugehen ist, um den Druck K in dem betreffenden Querschnitt Q zu erhalten; nur kommen dabei wieder die aus dem Gestängeentwurf berechneten Gewichte einzusetzen. Ist für ein etwaiges Gestängeübergewicht eine Ausgleichung angenommen worden, welche nicht am höchsten Punkte des Gestänges wirkt, so ist deren Druck bei Ermittlung von K für die höher gelegenen Querschnitte zu berücksichtigen.

Ist nun das Gewicht des entworfenen Gestänges zu klein, oder überschreitet $\mathfrak{A}_1$ die auf S. 142 oder $\frac{K}{Q}$ die auf S. 150 angegebenen Werthe um mehr als $^1/_4$ bis $^1/_5$, so sind die angenommenen Querschnitte entsprechend zu vergrössern, wobei das S. 146 und 150 Gesagte zu berücksichtigen und eventuell auch die Gewichtsausgleichung oder angenommene Belastung der Gestänge zu reguliren ist. Zum Schlusse wiederholt man nach S. 151 u. f. die Berechnung des Abstandes der Führungen, und falls bei einem schmiedeisernen Gestänge die Grösse des Querschnittes geändert wurde, auch die Ermittelung der einzelnen Dimensionen des Querschnittes. Wird nun für ein solches Gestänge der Abstand der

Führungen zu gering, so kann man durch entsprechende Aenderung der Dimensionen bei gleichbleibender Grösse des Querschnittes helfen.

Beispiele: 1) Es sei für die im Beispiele S. 125 angenommene Pumpenanlage, Fig. 316, ein Gestänge aus weichem Holz zu berechnen; das Gestänge der Hubpumpe soll aus Schmiedeisen gefertigt werden.

Für die Hubpumpe sind Kolbenfläche A_h und gesammte Hubhöhe

$$A_h = 0{\cdot}169\,\square^m,\ H_h = 33^m.$$

Die Anlage enthält ferner zwei Druckpumpen, deren untere der oberen das Wasser zuliefert; Kolbenfläche, Saughöhe und Förderhöhe dieser Pumpen sind

$$A_1 = 0{\cdot}181\,\square^m,\ h_1 = 1^m,\ H_1 = 93^m,$$
$$A_3 = 0{\cdot}261\,\square^m,\ h_3 = -3^m,\ H_3 = 98^m.$$

Endlich ist zwischen beiden eine Pumpe eingeschaltet, welche das Wasser in das Steigrohr der tieferen Pumpe drückt und für welche

$$A_2 = 0{\cdot}063\,\square^m,\ h_2 = 1^m,\ H_2 = 49^m$$

ist.

Der constante Querschnitt des Hubpumpengestänges ergibt sich nun aus (1)

$$q = \frac{1000 \,.\, 0{\cdot}169 \,.\, 33}{5{,}000000 - 1{\cdot}4 \,.\, 33 \,.\, 6800} = 0{\cdot}0012\,\square^m \text{ rund}$$

und das Gewicht desselben

$$G_h = 1{\cdot}4 \,.\, 0{\cdot}0012 \,.\, 33 \,.\, 7800 = 430 \text{ Kil.},$$

der Auftrieb

$$V = \frac{430}{7{\cdot}8} = 55 \text{ Kil.}$$

Sei der Coëfficient

$$\alpha = 1{\cdot}12,$$

so folgt aus (4)

$$G_o = 370 \text{ Kil.}$$

Mit Rücksicht auf die zur Verbindung mit dem Hauptgestänge dienenden Theile ergebe sich

$$G_o = 560 \text{ Kil.}$$

Sei ferner die von der Maschine herrührende Belastung

$$\mathfrak{M} = 10000 \text{ Kil.},$$

so folgt aus (3) das Gestänggewicht

$$G = 1000 \,.\, 1{\cdot}12\,(0{\cdot}181 \,.\, 92 + 0{\cdot}261 \,.\, 101 + 0{\cdot}063 \,.\, 48) - (10000 + 560) = 41000 \text{ Kil.}$$

Es seien für die drei mit 1, 2 und 3, Fig 316, bezeichneten Gestängstücke die Gewichte der Mönchkolben nebst Verbindungstheilen

$$M_1 = 2500,\ M_2 = 1200,\ M_3 = 4000 \text{ Kil.};$$

die Gewichte der Führungs- und Fangtheile

$$F_1 = 262,\ F_2 = 262,\ F_3 = 876 \text{ Kil.},$$

die Längen der Gestängstücke

$$L_1 = 45,\ L_2 = 45,\ L_3 = 150^m,$$

daher

$$M = 7700,\ F = 1400,\ L = 240,$$

wobei die Belastung F proportional der Länge der Gestängtheile angenommen ist

und L die ganze Lange des Gestänges bedeutet. Ferner kann man das Gewicht von 1 Cubikmeter durchnässtem Nadelholz

$$\delta = 700 \text{ Kil.}$$

setzen, und sei der Coëfficient für das Gewicht der Gestängverbindungen $\beta = 1{\cdot}35$, so wird nach (7) der dem Gewichte G entsprechende Gestäng-Querschnitt

$$Q = \frac{41000 - 7700 - 1400}{1{\cdot}35 . 240 . 700} = 0{\cdot}1407$$

und die Seitenlänge des quadratischen Querschnittes gleich rund 0·37, daher genau

$$Q = 0{\cdot}1369 \,\square^{m}.$$

Nach (10) ergibt sich nun der Widerstand beim Aufgange

$$W_a = 1000\,(0{\cdot}181 . 1 + 0{\cdot}063 . 1 - 0{\cdot}261 . 3 + 0{\cdot}169 . 33) + 560 = 5600 \text{ Kil.},$$

und nach (9) der für die absolute Festigkeit erforderliche Querschnitt, da man $\mathfrak{A} = 600000$ zu setzen hat,

$$Q_a = \frac{41000 + 5600}{600000} = 0{\cdot}0777 \,\square^{m}.$$

Da dieser Werth kleiner als Q ist, so besitzt das Gestänge die hinreichende Zugfestigkeit beim Aufgange. Die Spannung im obersten Querschnitt ist nach (11)

$$\mathfrak{A}_1 = 600000 \frac{0{\cdot}0777}{0{\cdot}1369} = 340500,$$

daher nicht viel grösser als die Hälfte des zulässigen Werthes.

Für den Niedergang ergeben sich die Drücke in den Querschnitten ober den Druckpumpen aus (19), wobei das Gewicht des Gestänges pr. Längeneinheit constant

$$\beta\, Q\, \delta = 129{\cdot}3 \text{ Kil.}$$

wird. Für den Querschnitt a, Fig. 316, ober der tiefsten Druckpumpe ist

$$F_{n-1} = 0,\; L_{n-1} = 0 \text{ und } K_{n-1} = -560,$$

daher wird nach (19)

$$K_1 = -560 + 1000 . 1{\cdot}12 . 0{\cdot}181 . 92 - 2500 = 15580 \text{ Kil.};$$

im Querschnitte b wird der Druck

$$K_2 = 15580 + 1000 . 1{\cdot}12 . 0{\cdot}063 . 48 - 1200 - 262 - 129{\cdot}3 . 45 = 11690 \text{ Kil.}$$

und im Querschnitte c

$$K_3 = 11690 + 1000 . 1{\cdot}12 . 0{\cdot}261 . 101 - 4000 - 262 - 129{\cdot}3 . 45 = 31130 \text{ Kil.}$$

Will man den Druck in den Gestängquerschnitten unter der Befestigung der Mönchkolben bestimmen, so hat man zu den obigen Werthen das Gewicht des betreffenden Mönchkolbens sammt Verbindungsstück zuzugeben, dagegen den mit $\alpha = 1{\cdot}12$ multiplicirten Wasserdruck auf denselben abzuziehen. So erhält man in den Querschnitten unter b und c den Druck gleich 9500 und 5610 Kil. Für das obere Ende des Gestänges ergibt sich, indem man von K_3 das Gewicht des obersten 150^{m} langen Gestänges und der zugehörigen Belastungen abzieht, ein Druck

$$K_4 = 31130 - 129{\cdot}3 . 150 - 876 = 10860 \text{ Kil.},$$

während bei genauer Einhaltung des Gestäng-Querschnittes

$$K_4 = 10000$$

oder gleich der von der Maschine herrührenden Belastung $\mathfrak{M}$ ausgefallen wäre.

Der grösste Druck pr. Quadratmeter ist ober der höchsten Pumpe vorhanden und beträgt

$$\frac{31130}{0.1369} = 227400 \text{ Kil.},$$

liegt also noch weit unter der nach S. 150 für Nadelholz zulässigen Grenze von 400000 Kil.

Setzt man das Gestänge aus 4 Reihen Schachtstangen zusammen, so wird nach der betreffenden Formel auf S. 152 der Abstand der Führungen

$$l = 7350 . 0.37 \sqrt{\frac{0.1369}{K}} = \frac{1006}{\sqrt{K}},$$

und man erhält nun für die einzelnen Gestängstücke die Abstände der Führungen wie folgt:

Gestängstück		Druck K	Abstand l der Führungen
ab	unten	15580	8·1
	oben	9500	10·3
bc	unten	11690	9·3
	oben	5610	13·4
cd	unten	31130	5·7
	oben	10860	9·6

Für den unteren Theil des Gestängstückes cd, ober der höchsten Druckpumpe, ergibt sich der Abstand l schon ziemlich gering, gleich 6^m, doch kann man denselben gegen oben bis auf 10^m abnehmen lassen.

2) Es seien in einem Schachte, Fig. 322, eine Hubpumpe und sodann 5 Druckpumpen aufzustellen. Das Hauptgestänge soll aus Nadelholz, das Hubpumpengestänge aus Eisen bestehen. Bei den einzelnen mit 1, 2, 3 . . . bezeichneten Gestängstücken und bei der Hubpumpe sollen die Grössen A, H, h, L (Länge der Theile des Hauptgestänges), M und F die folgenden Werthe besitzen:

	Hub-pumpe	1	2	3	4	5
A	0·16	0·15	0·20	0·26	0·25	0·24
H	35	87·5	80	105	97	73
h	—	1	2	1	1	1
$A(H-h)$	—	12·975	15·6	27·04	24	17·28
Ah	—	0·15	0·4	0·26	0·25	0·24
AH	5·6	13·125	16	27·3	24·25	17·52
L	—	88	78·5	104·5	96·5	82·5
M	—	2200	3500	4300	4000	3800
F	—	880	780	1040	960	820

Es ist daher die gesammte Länge des Hauptgestänges

$$L = 450^{m},$$

die Summe der Mönchkolben- und der sonstigen Belastungsgewichte

$$M = 17800 \text{ Kil.}, \quad F = 4480 \text{ Kil.}$$

Der Querschnitt des Hubpumpen-Gestänges wird nach (1) wegen $\delta = 7800$ und $\mathfrak{A} = 5{,}000000$

$$q = 0{\cdot}0012 \,\square^{m}.$$

Setzt man ferner

$$\alpha = 1{\cdot}15,$$

so ergibt sich das Gewicht des Hubpumpengestänges

$$G_h = 1{\cdot}4 \,.\, 0{\cdot}0012 \,.\, 35 \,.\, 7800 = 460 \text{ Kil.},$$

der Auftrieb

$$V = \frac{460}{7{\cdot}8} = 60 \text{ Kil.}$$

und nach (4)

$$G_o = 460 - 1{\cdot}15 \,.\, 60 = 390 \text{ Kil.};$$

wofür wegen der Befestigung am Hauptgestänge

$$G_o = 700 \text{ Kil.}$$

gesetzt werden soll.

Ist ferner der von der Maschine ausgeübte Druck

$$\mathfrak{M} = 11700 \text{ Kil.},$$

so wird nach (3) das erforderliche Gewicht des Hauptgestänges

$$G = 1000 \,.\, 1{\cdot}15\,(12{\cdot}975 + 15{\cdot}6 + 27{\cdot}04 + 24 + 17{\cdot}28) - (700 + 11700) = 99030 \text{ Kil.}$$

Wegen $\mathfrak{A} = 600000$ und $\delta = 700$ folgt, wenn

$$\beta = 1{\cdot}4$$

ist, aus (7) der entsprechende Querschnitt

$$Q = \frac{99030 - 17800 - 4480}{1{\cdot}4 \,.\, 450 \,.\, 700} = 0{\cdot}1740 \,\square^{m};$$

die Seitenlängen des Querschnittes können gleich 0·4 und 0·435^{m} genommen werden.

Ferner ergibt sich nach (10)

$$W_a = 1000\,(1{\cdot}30 + 5{\cdot}6) + 700 = 7600 \text{ Kil.},$$

daher nach (9) der für die Zugfestigkeit nothwendige Querschnitt

$$Q_a = \frac{99030 + 7600}{600000} = 0{\cdot}1777 \,\square^{m}.$$

Da $Q_a > Q$ ist, so besitzt das Gestänge im obersten Theile noch nicht ganz die gewünschte Sicherheit. Da die Differenz nicht bedeutend ist, so setze man das Gestänge aus zwei Theilen zusammen, welche unter dem Befestigungspunkt der Pumpe No. 4 zusammenstossen. Die Länge des unteren Theiles ist

$$88 + 78{\cdot}5 + 104{\cdot}5 = 271^{m},$$

die des oberen

$$96{\cdot}5 + 82{\cdot}5 = 179^{m}.$$

Nimmt man nun den Querschnitt des unteren Theiles

$$Q_u = 0{\cdot}16 \,\square^{m},$$

so ergibt sich, da das Volum des Gestänges $QL = 0{\cdot}174 . 450 = 78{\cdot}3$ ungeändert bleiben muss, der Querschnitt Q_o des oberen Theiles aus der Gleichung

$$179\,Q_o + 271 . 0{\cdot}16 = 78{\cdot}3,$$

$$Q_o = 0{\cdot}1952\,\square^{\text{m}}.$$

Nach (11) wird nun die Belastung im obersten Gestängstück

$$\mathfrak{A}_o = \frac{7600 + 99040}{0{\cdot}1952} = 546000 \text{ Kil.}$$

Die Belastung im Obertheil des unteren Gestängstückes ergibt sich ebenfalls aus (11), indem man darin für W_a den Widerstand beim Aufgange und für G das Gesammtgewicht des unteren Gestängstückes einsetzt. Man erhält hiermit

$$\mathfrak{A}_u = 389000 \text{ Kil.}$$

Beide Belastungen liegen unter der gestatteten von 600000 Kil., $\mathfrak{A}_u$ ist bedeutend kleiner als $\mathfrak{A}_o$, doch erscheint es mit Rücksicht auf den Druck beim Niedergange passend, Q_u nicht weiter herabzusetzen.

Für den Niedergang ergibt sich der Druck in den Querschnitten ober den Mönchkolben aus (19); für die Pumpe No. 1 ist dabei

$$K_{n-1} = -700,\ L_{n-1} = 0,\ F_{n-1} = 0$$

zu setzen, daher man aus (19)

$$K_1 = -700 + 1000 . 1{\cdot}15 . 12{\cdot}975 - 2200 = 12020 \text{ Kil.}$$

erhält. Für den Querschnitt ober dem Kolben No. 2 ergibt sich aus (19)

$$K_2 = 12020 + 1000 . 1{\cdot}15 . 15{\cdot}6 - 3500 - 880 - 1{\cdot}4 . 0{\cdot}16 . 88 . 700 = 11780,$$

und in derselben Art für die folgenden Querschnitte

$$K_3 = 25490,\ K_4 = 31660,\ K_5 = 28310.$$

Der Druck im obersten Gestängstück ist gleich K_5 weniger dem Gewichte des obersten Gestängstückes sammt der Nebenbelastung F, also gleich

$$28310 - 1{\cdot}4 . 0{\cdot}1952 . 82{\cdot}5 . 700 - 820 = 11700 \text{ Kil.},$$

also gleich der Belastung $\mathfrak{M}$, wie es bei richtiger Rechnung der Fall sein muss.

Die Drücke K_1 bis K_3 wirken auf den Querschnitt von 0·16 Quadratmeter; der grösste Druck pr. Flächeneinheit ist also in dem schwächeren Gestängtheile

$$\frac{28310}{0{\cdot}16} = 177000 \text{ Kil.};$$

im stärkeren Gestängtheile vom Querschnitte 0·1952 Quadratmeter ist der grösste Druck $K_4 = 31660$ und der entsprechende Druck pr. Quadratmeter

$$\frac{31660}{0{\cdot}1952} = 162000 \text{ Kil.};$$

beide Werthe liegen tief unter der auf S. 150 angegebenen Grenze von 400000 Kil.

Der Druck unmittelbar unter den Befestigungspunkten der Mönchkolben ergibt sich auf die im vorigen Beispiele angegebene Art, und zwar unter dem

Kolben No. 2		3	4	5
gleich	— 2680	— 1310	8060	12230 Kil.

Unter der 2. und 3. Pumpe ist also ein Zug vorhanden.

Das ganze Gestänge kann aus 4 Reihen von Schachtstangen zusammengesetzt werden, welche im unteren Theile 0·2$^{\text{m}}$ zur Seitenlänge und quadratischen Querschnitt, im oberen 0·2 und 0·244$^{\text{m}}$ als Querschnittsseiten erhalten können, wobei

sich der Querschnitt dieses Theiles genau gleich 0·1952 ergibt. Es wird nun nach S. 152 der Abstand der Führungen für das Gestängstück

No. I unten $10{\cdot}7^m$,
„ II „ $10{\cdot}8^m$,
„ III „ $7{\cdot}4^m$, oben $13{\cdot}1^m$,
„ IV „ $8{\cdot}1^m$, „ $13{\cdot}0^m$,
„ V „ $8{\cdot}5^m$, „ $13{\cdot}2^m$.

3) Es sei im vorigen Falle ein schmiedeisernes Gestänge herzustellen. Die Werthe von M und F seien dieselben. Für Schmiedeisen kann man

$$\mathfrak{A} = 6{,}000000, \; \delta = 7800$$

setzen, und ist

$$\beta = 1{\cdot}2,$$

so wird nach (7) der dem erforderlichen Gewichte G = 99030 Kil. entsprechende Querschnitt

$$Q = \frac{99030 - 22280}{1{\cdot}2 \,.\, 450 \,.\, 7800} = 0{\cdot}01822 \,\square^m$$

und nach (9) der wegen der Zugfestigkeit erforderliche Querschnitt, da früher W_a = 7600 Kil. gefunden wurde,

$$Q_a = 0{\cdot}01777.$$

Wenn auch dieser Werth kleiner ist als Q, so erscheint es doch passend, auch hier das Gestänge aus 2 Theilen von verschiedenem Querschnitte zusammenzusetzen, um die Sicherheit im oberen Theile zu erhöhen, obgleich dabei der untere Theil mehr Führungen erfordert. Nimmt man den Zusammenstoss beider Theile an derselben Stelle wie früher und den Querschnitt Q_u des unteren 271^m langen Stückes

$$Q_u = 0{\cdot}0165 \,\square^m,$$

so ergibt sich der Querschnitt Q_o des oberen 179^m langen Stückes

$$Q_o = \frac{0{\cdot}01822 \,.\, 450 - 0{\cdot}0165 \,.\, 271}{179} = 0{\cdot}02082 \,\square^m.$$

Die Belastung pr. Quadratmeter ist nun ganz oben nach (11)

$$\mathfrak{A}_o = \frac{99030 + 7600}{0{\cdot}02082} = 5{,}120000 \text{ Kil.},$$

und für das untere Gestängstück ergibt sich dieselbe

$$\mathfrak{A}_u = 3{,}850000 \text{ Kil.}$$

Für den Niedergang erhält man ganz in der früheren Art den Druck in den Querschnitten ober der Befestigung der Mönchkolben aus (19)

$$K_1 = 12020, \; K_2 = 11990, \; K_3 = 25880, \; K_4 = 32300, \; K_5 = 28600.$$

Zieht man von K_5 das Gewicht des obersten Gestängstückes und F_5 ab, so ergibt sich der Druck im obersten Gestängstück gleich 11700 Kil. = $\mathfrak{M}$.

Der Druck unter den 4 oberen Mönchkolben wird in der Reihe von unten nach oben gleich

$$-2450, \; -910, \; 8700, \; 12530 \text{ Kil.},$$

daher unter dem Mönchkolben No. 2 und 3 ein Zug vorhanden ist.

Nimmt man ein Gestänge mit kastenförmigem Querschnitte, Fig. 317, und wählt

$$n = \frac{1}{20}, \; \frac{b}{a} = 0{\cdot}8,$$

so ist nach dem Schema 2), S. 155,

$$\lambda = 2,\ \mu = 123000,$$

daher nach (32) für das untere Gestängstück vom Querschnitt 0·0165 Quadratmeter.

$$a = 2\sqrt{0{\cdot}0165} = 0{\cdot}257^{\mathrm{m}},$$

$$na = 0{\cdot}01285^{\mathrm{m}}$$

wird, wofür man rund

$$a = 0{\cdot}25,\ na = 0{\cdot}013^{\mathrm{m}}$$

nehmen kann, indem vorzüglich nur darauf zu achten ist, dass der Werth

$$a\,.\,na = na^2$$

ungeändert bleibt; für das obere Gestängstück vom Querschnitte 0·02082 Quadratmeter wird

$$a = 2\sqrt{0{\cdot}02082} = 0{\cdot}2886,\ na = 0{\cdot}01443$$

oder rund

$$a = 0{\cdot}28,\ na = 0{\cdot}015^{\mathrm{m}}.$$

Nach (34) wird für das untere und obere Gestängstück beziehungsweise

$$l = \frac{2030}{\sqrt{K}} \text{ und } l = \frac{2560}{\sqrt{K}}.$$

Aus diesen Formeln erhält man nun die Abstände der Führungen im Gestängtheil

No. I unten 18·5 m,
„ II „ 18·5 m,
„ III „ 12·7 m, oben 21·8 m,
„ IV „ 14·2 m, „ 22·9 m,
„ V „ 15·1 m, „ 23·7 m.

Endlich ist der grösste Druck pr. Quadratmeter im stärkeren Gestängstücke

$$\frac{32300}{0{\cdot}02082} = 1{,}550000$$

und im schwächeren

$$\frac{25880}{0{\cdot}0165} = 1{,}570000 \text{ Kil.};$$

beide sind weit geringer als der nach S. 150 für Schmiedeisen zulässige Werth von 6,000000 Kil.

Gestänge mit nach unten zunehmender Stärke. Wenn das Gestänge zu stark auf Zerdrücken, oder, was eher vorkommt, auf Zerknicken beansprucht ist, so muss der Querschnitt vergrössert werden. Man ist auf diese Weise sogar dahin gekommen, Gestänge mit nach unten zunehmender Stärke herzustellen. Diese Form kann sich ergeben bei grösserer Schachttiefe, und wenn der Abstand von der Maschine bis zur obersten Pumpe bedeutend ist, wenn also die letztere schon in mittlerer Tiefe ausgiesst.

Bei dieser Construction hat man besonders darauf zu achten, dass beim Aufgange der Zug im obersten Gestängstück nicht zu gross wird. Nachdem man das für den Niedergang erforderliche Gestänggewicht G nach (3), (4) und (5) ermittelt hat, berechnet man zuerst den für den

Gesammtwiderstand beim Aufgange erforderlichen Querschnitt Q_a mittelst der Gleichung (9)

$$Q_a = \frac{G + W_a}{\mathfrak{A}},$$

worin $\mathfrak{A}$ die zulässige Belastung pr. Flächeneinheit (S. 142), W_a den nach (10) zu ermittelnden Widerstand der Pumpen beim Aufgange bedeuten.

Soll eine Vergrösserung des Querschnittes Q_a nach unten möglich sein, so muss Q_a kleiner sein als der bei constantem Querschnitte aus dem Gewicht G resultirende Werth (7)

$$Q = \frac{G - M - F}{\beta L \delta},$$

es muss also

$$\frac{W_a + G}{\mathfrak{A}} < \frac{G - M - F}{\beta L \delta}$$

(41) $$L < \frac{\mathfrak{A}}{\beta \delta} \frac{G - M - F}{W_a + G}$$

sein, entsprechend der auf S. 143 gefundenen grössten zulässigen Länge eines Gestänges mit constantem Querschnitte.

Ist diese Bedingung erfüllt, so kann das Gestänge aus einzelnen Stücken zusammengesetzt werden, deren Querschnitte Q und Längen L derart anzunehmen sind, dass

$$\beta \delta \Sigma Q L + M + F = G \text{ oder}$$

$$\Sigma Q L = \frac{G - M - F}{\beta \delta}$$

wird. Soll das Gestänge eine annähernd constante Sicherheit gegen Zerknicken gewähren, so muss der in der früheren Art zu berechnende Abstand l der Führungen sich für die einzelnen Gestängstücke gleich gross ergeben. Nun ist in allen früher untersuchten Fällen bei gegebener Querschnittsform der Werth von l der Grösse $\frac{Q}{\sqrt{K}}$ proportional, worin K den Druck im Querschnitt Q bedeutet; es muss daher auch diese Grösse constant sein, daher die Querschnitte im Verhältniss der Quadratwurzeln aus den Drücken K zu vergrössern sind.

Gestänge ohne Druck beim Niedergange. Beabsichtigt man einem eisernen Gestänge einen einfach runden, quadratischen oder rechteckigen Querschnitt zu geben, so darf dasselbe beim Niedergange nur wenig auf Druck in Anspruch genommen werden, da sich sonst bei diesen der seitlichen Ausbiegung günstigen Formen ein sehr geringer Abstand der Füh-

rungen als nothwendig herausstellt. So wird bei quadratischem Querschnitt Q von der Seitenlänge a

$$Q = a^2,\ a = \sqrt{Q},$$

$$J = \frac{a \cdot a^3}{12} = \frac{a^4}{12},$$

somit nach (22)

$$l = 160000 \sqrt{\frac{a^4}{12\,K}} = \frac{46000\,a^2}{\sqrt{K}},$$

$$l = \frac{46000\,Q}{\sqrt{K}}.$$

Für ein quadratisches Holzgestänge war nach (21)

$$l = \frac{9000\,Q}{\sqrt{K}}.$$

Berücksichtigt man nun, dass nach den angenommenen Werthen der Festigkeitscoëfficienten der Querschnitt des Holzgestänges für gleichen Druck oder Zug 10 mal so gross als der eines Eisengestänges wird, so stellt sich der nothwendige Abstand der Führungen bei letzterem halb so gross als bei ersterem. Noch viel ungünstiger wird dieses Verhältniss bei den für die Gestänge-Verbindungen bequemen Flachschienen.

Für solche Gestänge ist es daher am zweckmässigsten, wenn sie beim Niedergange gar nicht auf Druck beansprucht sind, was sich thatsächlich dadurch erreichen lässt, dass man dem Gestänge nur den für die Zugfestigkeit beim Aufgange erforderlichen Querschnitt gibt und das benöthigte Mehrgewicht durch Belastung der Mönchkolben herstellt. Damit ist der Vortheil erreicht, dass die Zahl der Führungen sich auf das wegen der Seitenschwankungen nöthige Maass reducirt und alles überflüssige Gestänge-Material durch die minder kostspieligen Belastungsgewichte ersetzt ist. In letzter Richtung ist es auch zweckmässig, das Gestänge aus einzelnen Stücken mit nach unten abnehmender Stärke herzustellen. Durch die stete Anspruchnahme auf Zug statt der wechselnden auf Druck und Zug wird jedenfalls auch die Sicherheit erhöht.

Die Aenderungen des Querschnittes sind unter den Befestigungspunkten der Mönchkolben anzunehmen. Sei Fig. 322 das zu berechnende Gestänge, ferner sollen, wie früher, $A_1\ A_2$. . die Kolbenflächen, $H_1\ H_2$. . die ganzen Förderhöhen und $h_1\ h_2$. . die Saughöhen der einzelnen Druckpumpen, von unten gegen oben gezählt, $M_1\ M_2$. . die Gewichte der Mönchkolben nebst Verbindungsstücken, $F_1\ F_2$. . die der sonstigen Belastungen an dem ober jeder Pumpe befindlichen Gestäng-

stücke, Q_1 Q_2 . . die Querschnitte und L_1 L_2 . . die Längen der Gestängstücke, α, β, δ und $\mathfrak{A}$ die S. 140 bis 142 angegebenen Werthe, endlich A_h die Kolbenfläche, H_h die Förderhöhe der Hubpumpe und G_o das um den Auftrieb verminderte Gestänggewicht derselben bedeuten.

Man bestimmt zuerst nach (19) den beim Niedergange ober dem tiefsten Mönchkolben in A, Fig. 322, vorhandenen Druck K_1, wobei

$$L_{n-1} = 0,\ F_{n-1} = 0,\ K_{n-1} = -\ G_o$$

zu setzen ist, daher

(42) . . . $K_1 = 1000\,\alpha\,A_1\,(H_1 - h_1) - M_1 - G_o$

wird. Ergibt sich K_1 positiv, so ist dieser Druck durch ein Belastungsgewicht

$$g_1 = K_1$$

des Mönchkolbens auszugleichen, so dass nun beim Niedergange der Querschnitt A sich neutral verhält, weder einen Druck, noch einen Zug erleidet. Erhält man dagegen K_1 negativ, so ist $-\ K_1$ der beim Niedergange in A vorhandene Zug, die Belastung wird entbehrlich.

Nun ermittelt man den Querschnitt des untersten Gestängstückes 1, Fig. 322, mit Rücksicht auf genügende Zugfestigkeit beim Aufgange wie für ein Gestänge mit abnehmender Stärke nach (15); dabei fallen die Summenzeichen weg, weil am untersten, sowie an jedem folgenden Gestängstücke nur ein Mönchkolben befestigt ist, und man hat

$$\mathfrak{A}\,Q_{n-1} = 1000\,A_h\,H_h + G_o$$

zu setzen; zu den Belastungen kommt jedoch noch g_1, daher sich aus (15)

(43) . $Q_1 = \dfrac{1000\,(A_1\,h_1 + A_h\,H_h) + G_o + M_1 + F_1 + g_1}{\mathfrak{A} - \beta\,\delta\,L_1}$

ergibt; hierin ist $g_1 = 0$ zu setzen, falls kein Belastungsgewicht angeordnet wird.

Der Druck K_2 ober dem zweiten Mönchkolben in B, Fig. 322, folgt aus (19), von welchem Werthe noch das Belastungsgewicht g_1 abzuziehen ist,

(44) $K_2 = 1000\,\alpha\,A_2\,(H_2 - h_2) - M_2 - F_1 - \beta\,Q_1\,L_1\,\delta + K_1 - g_1$;

ergibt sich K_2 positiv, so ist ein Belastungsgewicht

$$g_2 = K_2$$

erforderlich, ist dagegen K_2 negativ, also ein Zug vorhanden, so fällt dieses Gewicht weg. Die Bestimmung des Querschnittes Q_2 erfolgt wieder nach (15), worin g_2 zu den Belastungen zuzuschlagen kommt, daher

$$(45) \quad . \quad . \quad Q_2 = \frac{1000\, A_2\, h_2 + \mathfrak{A}\, Q_1 + M_2 + F_2 + g_2}{\mathfrak{A} - \beta\, \delta\, L_2}$$

wird. Man erhält somit **allgemein für das nte Gestängstück**

$$(46) \quad . \quad K_n = K_{n-1} + 1000\, \alpha\, A_n (H_n - h_n) - (M_n + F_{n-1} + g_{n-1} + \\ + \beta\, \delta\, L_{n-1}\, Q_{n-1}),$$

welcher Druck durch ein Belastungsgewicht am Kolben auszugleichen ist, das aber wegfällt, wenn sich K_n negativ ergibt. Der Querschnitt des betreffenden Gestängstückes wird

$$(47) \quad . \quad . \quad Q_n = \frac{1000\, A_n\, h_n + \mathfrak{A}\, Q_{n-1} + M_n + F_n + g_n}{\mathfrak{A} - \beta\, \delta\, L_n}.$$

Für das unterste Gestängstück ist in (46) $F_{n-1} = 0$, $g_{n-1} = 0$, $L_{n-1} = 0$, $K_{n-1} = -\, G_0$ und in (47) $\mathfrak{A}\, Q_{n-1} = 1000\, A_h\, H_h + G_0$ zu setzen.

Führt man die Rechnung in dieser Art durch, so ist im Gestänge nirgends ein Druck vorhanden. Denn betrachtet man einen beliebigen Querschnitt, z. B. M, Fig. 322, so sind für diesen beim Niedergange die aufwärts wirkenden Kräfte ebenso gross, die abwärts wirkenden aber um das Gewicht des Gestängstückes $A\,M$ grösser als in A; da nun dort entweder kein Druck oder ein Zug herrscht, so ist in M jedenfalls nur ein Zug vorhanden.

Will man die Belastung $g_1\, g_2$. . nicht in Form von Auflagegewichten anwenden, sondern in das Gestänge selbst verlegen, so vergrössert man, nachdem die Belastung g_n eines Mönchkolbens berechnet wurde, den Querschnitt Q_{n-1} des darunter befindlichen Gestängstückes derart, dass der Gewichtszuwachs desselben gleich g_n wird; man hat also jeden erhaltenen Querschnitt Q_{n-1} mit einem Factor x zu multipliciren, welcher sich aus der Gleichung

$$\frac{x\, Q_{n-1}}{Q_{n-1}} = \frac{g_n + \beta\, \delta\, L\, Q_{n-1}}{\beta\, \delta\, L\, Q_{n-1}},$$

$$(48) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad x = 1 + \frac{g_n}{\beta\, \delta\, L\, Q_{n-1}}$$

ergibt. Nur für den untersten Mönchkolben muss die berechnete Belastung g_1 thatsächlich angewendet werden.

Was nun das **oberste** Gestängstück, zwischen dem Querschnitt D und dem Befestigungsstück der Kolben- oder Schubstange der Maschine betrifft, so berechnet man für dieses Stück in der früher angegebenen Art den Druck am unteren Ende K_z, das Belastungsgewicht g_z und den Querschnitt Q_z. Für die ganze bewegte Masse resultirt nun eine abwärts

gerichtete Kraft Z, welche gleich ist der Belastung $g_z - K_z$ mehr dem Gewicht des obersten Gestängstückes, dessen Länge L_z und Nebenbelastung F_z sei, und der von der Maschine herrührenden Belastung $\mathfrak{M}$.

Man hat daher

$$(49) \quad \ldots \quad Z = g_z - K_z + \beta\, \delta\, L_z\, Q_z + F_z + \mathfrak{M},$$

und es ist nun dieser Zug Z durch ein Gegengewicht auszugleichen.

Wenn die Gewichte der Maschinentheile einen Zug aufwärts am Gestänge ausüben und daher $\mathfrak{M}$ negativ ist, wie es z. B. bei einer Balanciermaschine vorkommt, so kann auch Z negativ werden. In diesem Falle ist statt einer Ausgleichung eine Belastung des Gestänges anzuordnen. Man kann zu dem Behufe das Auflagegewicht g_z des obersten Mönchkolbens so weit vergrössern, dass Z auf Null reducirt wird. Setzt man daher in (49) $Z = 0$, so ergibt sich

$$(50) \quad \ldots \quad g_z = K_z - \beta\, \delta\, L_z\, Q_z - F_z - \mathfrak{M}.$$

Es ist aber nun auch der Querschnitt Q_z von g_z abhängig, und zwar hat man nach (47)

$$(51) \quad . \; . \quad Q_z = \frac{1000\, A_z\, h_z + \mathfrak{A}\, Q_{z-1} + M_z + F_z + g_z}{\mathfrak{A} - \beta\, \delta\, L_z},$$

worin noch A_z, h_z und M_z Kolbenfläche, Saughöhe und Kolbengewicht der am obersten Gestängstücke hängenden Pumpe, Q_{z-1} den Querschnitt des nächst tieferen Gestängstückes bedeuten.

Aus diesen beiden Gleichungen ist g_z und Q_z zu bestimmen. Aus (51) folgt

$$(52) \quad \mathfrak{A}\, Q_z = \beta\, \delta\, L_z\, Q_z + 1000\, A_z\, h_z + \mathfrak{A}\, Q_{z-1} + M_z + F_z + g_z,$$

und addirt man diese zu der Gleichung (50), so wird

$$(53) \quad . \; . \quad \mathfrak{A}\, Q_z = 1000\, A_z\, h_z + \mathfrak{A}\, Q_{z-1} + M_z + K_z - \mathfrak{M},$$

$$(54) \quad . \; . \quad Q_z = \frac{1000\, A_z\, h_z + \mathfrak{A}\, Q_{z-1} + M_z + K_z - \mathfrak{M}}{\mathfrak{A}}.$$

Man bestimmt daher zuerst aus (54) den Querschnitt des obersten Gestängstückes und sodann aus (50) die Belastung des obersten Mönchkolbens.

Selbstverständlich wird man eine Ausgleichung nur dann anwenden, wenn sich für Z eine nennenswerthe Grösse ergeben hat.

Beispiel. Statt des im Beispiel 2) S. 160 berechneten Holzgestänges soll ein Eisengestänge ohne Druck beim Niedergange zur Anwendung kommen, bei welchem für die Mönchkolben, Fang- und Führungstheile das gleiche Gewicht wie dort angenommen sei. Ferner sei

$$\beta = 1{\cdot}2, \; \alpha = 1{\cdot}15,$$

und für Schmiedeisen kann man

$$\delta = 7800, \ \mathfrak{A} = 6{,}000000$$

setzen, daher das Product

$$\beta\,\delta = 9360$$

wird. Der Druck K_1 ober dem untersten Mönchkolben ergibt sich nun nach (42) mit Rücksicht auf die in der Tabelle S. 160 gegebenen Daten

$$K_1 = 1000 . 1{\cdot}15 . 12{\cdot}975 - 2200 - 700 = 12000 \text{ Kil.},$$

daher eine Belastung des untersten Mönchkolbens

$$g_1 = K_1 = 12000 \text{ Kil.}$$

erfordert wird. Der Querschnitt des untersten Gestängstückes berechnet sich aus (43)

$$Q_1 = \frac{1000\,(0{\cdot}15 + 5{\cdot}6) + 700 + 2200 + 880 + 12000}{6{,}000000 - 9360 . 88},$$

$$Q_1 = 0{\cdot}00412 \text{ Quadratmeter.}$$

Der Druck ober dem zweiten Mönchkolben wird nach (46)

$$K_2 = 12000 + 1000 . 1{\cdot}15 . 15{\cdot}6 - (3500 + 880 + 12000 + 9360 . 88 . 0{\cdot}00412) = 10200 \text{ Kil.},$$

daher für den zweiten Kolben ein Belastungsgewicht

$$g_2 = K_2 = 10200 \text{ Kil.}$$

nothwendig ist. Der Querschnitt des zweiten Gestängstückes wird nach (47)

$$Q_2 = \frac{1000 . 0{\cdot}4 + 6{,}000000 . 0{\cdot}00412 + 14480}{6{,}000000 - 9360 . 78{\cdot}5},$$

$$Q_2 = 0{\cdot}00752 \text{ Quadratmeter.}$$

In derselben Art erhält man

$$K_3 = 20500, \quad g_3 = 20500, \quad Q_3 = 0{\cdot}01448,$$
$$K_4 = 8700, \quad g_4 = 8700, \quad Q_4 = 0{\cdot}01942,$$
$$K_5 = -2430, \quad g_5 = 0, \quad Q_5 = 0{\cdot}02322.$$

Der oberste Kolben erfordert also keine Belastung, da im Gestänge noch ein Zug von 2430 Kil. herrscht. Auf die Betriebsmaschine wirkt daher nach (49) ein Zug

$$Z = 9360 . 82{\cdot}5 . 0{\cdot}02322 + 2430 + 820 + 11700 = 32900 \text{ Kil.},$$

welcher ausgeglichen werden muss.

Das Gewicht des Hauptgestänges sammt Verbindungen, jedoch ohne sonstige Theile, ist

$$\beta\,\delta\,\Sigma\,Q\,L = 58300 \text{ Kil.},$$

während ein nur durch sein Gewicht den Niedergang bewirkendes Gestänge nach S. 161

$$99000 - 22300 = 76700 \text{ Kil.}$$

schwer sein müsste, daher man rund 18400 Kil. an Gestänggewicht, sowie einen Theil der Führungen erspart; dagegen sind zusammen 51400 Kil. Belastungsgewichte und ein Ausgleichungsgewicht von 32900 Kil. nebst Balancier nothwendig.

Es wird sich mithin in diesem Falle das unter 3) S. 163 berechnete Gestänge mit constantem Querschnitt als billiger herausstellen.

Gestänge, deren Niedergang durch die Maschine unterstützt wird.

Bei doppeltwirkenden Maschinen ohne Welle, zuweilen auch bei solchen

mit Welle, wird, um an Gestänggewicht zu sparen, die Aufgabe gestellt, das letztere derart zu bemessen, dass der Gesammtwiderstand beim Auf- und Niedergange gleich gross wird. Das Gestänge kann dabei mit oder ohne Druck beim Niedergange ausgeführt werden.

1) Ist ein Druck beim Niedergange zulässig, so hat man den reinen Widerstand beim Aufgange gleich

$$W_a + G + \mathfrak{M},$$

worin W_a den Pumpen-Widerstand, G das Gewicht des Hauptgestänges und $\mathfrak{M}$ die von den Maschinentheilen herrührende Belastung bedeuten. Für den Niedergang ist der reine Widerstand

$$W_n - G - \mathfrak{M},$$

wobei W_n den Widerstand der Pumpen beim Niedergange bedeutet. Die Nebenhindernisse kann man zu 15 Procent des Gesammtwiderstandes $W_n + W_a$ veranschlagen und annehmen, dass sich dieselben im Verhältnisse von 1 : 2 auf den Auf- und Niedergang vertheilen, da bei letzterer Bewegung insbesondere die Reibung des Wassers in den Pumpensteigröhren zu überwinden kommt. Hiermit ist

$$W_a + G + \mathfrak{M} + 0{\cdot}05\,(W_a + W_n) = W_n - G - \mathfrak{M} + 0{\cdot}1\,(W_a + W_n)$$

zu setzen, und folgt daher

$$(55) \quad . \quad . \quad . \quad G + \mathfrak{M} = \frac{W_n - W_a + 0{\cdot}05\,(W_n + W_a)}{2},$$

$$(56) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad G = \frac{21\,W_n - 19\,W_a}{40} - \mathfrak{M},$$

worin nach Formel (41) und (42), S. 124, indem man nach (4) annähernd $G_h - V = G_o$ setzt,

$$(57) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad W_n = 1000\,\Sigma A (H - h) - G_o,$$

$$(58) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad W_a = 1000\,(\Sigma A h + A_h H_h) + G_o$$

ist. Die Bedeutung der Grössen in diesen Formeln ist aus S. 166 zu entnehmen.

Die Wahl des Coëfficienten für die Nebenhindernisse ist von geringem Einflusse auf das sich ergebende Gestänggewicht, weil in dem Ausdruck für das letztere nur die Differenz der Nebenhindernisse beim Auf- und Niedergange erscheint. Der Vorsicht wegen wird man auch hier das Gestänge lieber zu leicht als zu schwer machen und dessen Gewicht beim Betriebe durch Zusatzgewichte reguliren. Unter dieser Annahme kann man auch

$$G = \frac{W_n - W_a}{2} - \mathfrak{M}$$

setzen. Je stärker man beim Betriebe das Gestänge belastet, desto grösser wird die Geschwindigkeit beim Niedergange und desto kleiner beim Aufgange; beide Geschwindigkeiten zugleich können durch Aenderung der Admission regulirt werden.

Hat man das Gestänggewicht ermittelt, so erfolgt die Querschnittsberechnung ganz nach den S. 141 gegebenen Regeln. Wegen des starken Druckes bei kleinerem Gestängquerschnitte sind besonders Eisengestänge mit verrippten Formen am Platze. Man bestimmt nach (7) den dem Gewichte G entsprechenden, dann nach (9) den für die absolute Festigkeit nothwendigen Querschnitt. Wird $Q_a > Q$, so kann man eine Berechnung für abnehmenden Querschnitt nach S. 144 versuchen; wird dadurch das Ziel nicht erreicht, so muss der Ueberschuss an Gestänggewicht ausgeglichen werden, wodurch indessen einer der Zwecke der doppeltwirkenden Maschinen — Verminderung des Gestänggewichtes — beeinträchtigt erscheint.

Zur Untersuchung des Gestäng-Niederganges schreitend, hat man die Ermittlung des Druckes K nach S. 149 für die Querschnitte ober den Mönchkolben auszuführen. Der Werth α, welcher in (19) erscheint, ist hier dadurch gegeben, dass für die Nebenhindernisse beim Niedergange $= (\alpha - 1)\, W_n$ der bestimmte Werth $0{\cdot}1\,(W_n + W_a)$ angenommen wurde; es ergibt sich daher

$$(\alpha - 1)\, W_n = 0{\cdot}1\,(W_n + W_a),$$

(59) $$\alpha = 1 + 0{\cdot}1\left(1 + \frac{W_a}{W_n}\right).$$

Man kann die Berechnung des Druckes beim Niedergange auch auf die unter den Kolben befindlichen Gestängquerschnitte ausdehnen, indem man zu den gefundenen Drücken das Gewicht des betreffenden Kolbens addirt und den mit α multiplicirten Wasserdruck davon abzieht. Der Druck K wird, wenn mehrere Pumpen vorhanden sind, im Allgemeinen von unten gegen oben steigen.

Endlich ist nach S. 150 die gegen das Zerdrücken vorhandene Sicherheit zu controliren und nach S. 151 der Abstand der Führungen und für ein eisernes Gestänge die Querschnittsform zu ermitteln. Ergibt sich der Abstand der Führungen zu gering, so kann man wieder den Gestängquerschnitt vergrössern und eine Gewichtsausgleichung anbringen, oder die Querschnitte von oben gegen unten abnehmen lassen; dieses Mittel hilft indessen nur wenig, weil bei Vergrösserung der oberen Querschnitte auch das Gewicht der oberen Gestängtheile, daher der Druck

in denselben vermehrt wird, allerdings in geringerem Maasse als die Festigkeit. Das zweckmässigste Mittel ist für Eisengestänge eine Aenderung der **Form** des Querschnittes bei gleicher Grösse desselben, indem man den Platten u. s. w. grössere Breite und geringere Dicke gibt.

Um das Gestänggewicht mit dem bei selbstthätigem Niedergange erforderlichen zu vergleichen, folgt aus (57)

$$W_n + G_o = 1000 \, \Sigma A (H - h);$$

bezeichnet man ferner das in den vorigen Fällen nothwendige, durch (3) gegebene Gestänggewicht mit G_1, so wird nach (3)

$$G_1 + G_o + \mathfrak{M} = 1000 \, \alpha \, \Sigma A (H - h) = \alpha \, (W_n + G_o),$$

und da man annähernd $G_o = \alpha \, G_o$ setzen kann,

$$G_1 + \mathfrak{M} = \alpha \, W_n,$$

$$W_n = \frac{G_1 + \mathfrak{M}}{\alpha}.$$

Führt man diesen Werth in (56) ein, so ergibt sich

$$G = \frac{1}{40} \left(21 \frac{G_1 + \mathfrak{M}}{\alpha} - 19 \, W_a \right) - \mathfrak{M},$$

$$G = \frac{21 \, G_1}{40 \, \alpha} - \mathfrak{M} \left(1 - \frac{21}{40 \, \alpha} \right) - \frac{19 \, W_a}{40},$$

und da der Werth α zwischen 1·1 und 1·25 schwankt, so wird bei doppeltwirkender Maschine das Gestänggewicht G weniger als halb so gross, als G_1 bei der sonstigen Anordnung.

Um zu ermitteln, unter welchen Verhältnissen ein solches Gestänge ausführbar wird, hat man den Druck beim Niedergange im obersten Gestängquerschnitte

$$K_z = W_n - G + 0{\cdot}1 \, (W_a + W_n),$$

oder wenn man hierin den Werth von G aus (56) einsetzt und entsprechend reducirt

$$(60) \quad \ldots\ldots \quad K_z = 0{\cdot}575 \, (W_n + W_a) + \mathfrak{M},$$

der constante Querschnitt des Gestänges ergibt sich nach (7) und wegen (56)

$$Q = \frac{G - M - F}{\beta \, L \, \delta} = \frac{1}{\beta \, L \, \delta} \, (0{\cdot}525 \, W_n - 0{\cdot}475 \, W_a - \mathfrak{M} - M - F).$$

Für den nothwendigen **Abstand** der Führungen wurden aber im Vorigen die Ausdrücke von der Form

$$l = \mu \frac{Q}{\sqrt{K}}$$

angegeben, wobei μ einen von der Querschnittsform abhängigen Coëfficienten bedeutet. Setzt man hierin die obigen Werthe von Q und K_z ein, so folgt

$$l = \frac{\mu}{\beta L \delta} \frac{0{\cdot}525\, W_n - 0{\cdot}475\, W_a - M - F - \mathfrak{M}}{\sqrt{0{\cdot}575\,(W_n + W_a) + \mathfrak{M}}}.$$

Der Abstand der Führungen wird daher gross, das Gestänge ausführbar, wenn W_a klein und W_n gross ist, wenn also die Hubpumpe verhältnissmässig geringe Dimensionen besitzt; wenn die von der Maschine herrührende Belastung $\mathfrak{M}$, dann die Gestänglänge L oder die Schachttiefe gering ist. Der Druck ober dem höchsten Mönchkolben ist noch um das Gewicht des obersten Gestängstückes grösser als der von der Maschine ausgeübte K_z, daher auch eine nicht zu grosse Entfernung der obersten Pumpe von der Maschine zu den Bedingungen der Ausführbarkeit gehört.

2) In dem zweiten, selteneren Falle, wo das Gestänge keinen Druck beim Niedergange erleiden soll*), ist diese Bedingung selbst als Vortheil anzusehen und reduciren sich die Dimensionen des Gestänges auf das geringste Maass, dagegen ist eine Belastung der Mönchkolben und eine Gewichtsausgleichung erforderlich, daher die Gesammtsumme der herzustellenden Lasten grösser wird.

Man berechnet in diesem Falle das Gestänge nach S. 165, wobei für α der Werth (59) zu setzen kommt. Im obersten Querschnitt ergibt sich sodann ein Zug Z, der nach (49) zu ermitteln ist. Dort wurde der Widerstand der Pumpen beim Aufgange mit Vernachlässigung der Nebenhindernisse gleich W_a angenommen. Da sich die Belastung der Mönchkolben und das Gegengewicht reguliren lassen, kann man diese Annahmen auch hier beibehalten. Sei daher G_t das Gewicht des Gestänges nebst allen anhängenden Theilen und der von der Maschine rührenden Belastung, so ist der Zug Z offenbar

$$Z = G_t - \alpha\, W_n,$$

daher

$$G_t = Z + \alpha\, W_n.$$

Mithin wird, wenn G_n das durch einen Balancier mit dem Gestänge verbundene Gegengewicht bedeutet, der Widerstand beim Aufgange gleich

*) Ein solches Gestänge ist im Tiefbauschacht der Steinbrüche zu Rüdersdorf ausgeführt, s. Hörmann, die Wasserhebmaschinen etc.

$$G_t + W_a - G_n = Z + \alpha W_n + W_a - G_n,$$

und beim Niedergange gleich

$$G_n - Z;$$

beide sollen aber gleich sein, daher sich

$$G_n - Z = Z + \alpha W_n + W_a - G_n$$

und somit die Grösse des Gegengewichtes

$$G_n = Z + \frac{\alpha W_n + W_a}{2}$$

ergibt. Hierin ist für α der Werth (59) und für Z der aus (49) erhaltene Werth einzuführen.

Beispiele. 1) Die in dem Beispiel 1) S. 158 angenommene Pumpenanlage soll eine doppeltwirkende Maschine ohne rotirende Welle erhalten und das Gestänge aus Schmiedeisen hergestellt werden. Der Werth G_0 ist

$$G_0 = 560 \text{ Kil.}$$

Die von der Maschine herrührende Belastung wird nun kleiner sein, da die Maschine einen kleineren Kolbendurchmesser erhält; es sei

$$\mathfrak{M} = 6000 \text{ Kil.}$$

Es ergibt sich nun nach (57) und (58)

$$W_n = 45480, \quad W_a = 5600 \text{ Kil.}$$

und aus (56) das nothwendige Gestänggewicht

$$G = \frac{21 \,.\, 45480 - 19 \,.\, 5600}{40} - 6000 = 15200 \text{ Kil.},$$

während für selbstthätigen Niedergang ein Gewicht von 41000 Kil. erforderlich war. Sei

$$\beta = 1{\cdot}2,$$

so folgt wegen

$$\delta = 7800 \text{ und } \mathfrak{A} = 6{,}000000$$

aus (7) der dem Gewichte G entsprechende Querschnitt

$$Q = \frac{15200 - 7700 - 1400}{1{\cdot}2 \,.\, 240 \,.\, 7800} = 0{\cdot}002716 \text{ Quadratmeter},$$

dagegen aus (9) der für die Zugfestigkeit erforderliche

$$Q_a = \frac{15200 + 5600}{6{,}000000} = 0{\cdot}003467 \text{ Quadratmeter}.$$

Es ist daher $Q_a > Q$ und der letztere Werth bietet nicht die genügende Sicherheit. Ferner folgt aus (59) der Coëfficient für die Nebenhindernisse

$$\alpha = 1 + 0{\cdot}1 \left(1 + \frac{5600}{45480}\right) = 1{\cdot}112,$$

und ist das Gewicht des Gestänges pr. Längeneinheit oder in (19) der Werth

$$\beta Q_{n-1} \delta = 1{\cdot}2 \,.\, 0{\cdot}002716 \,.\, 7800 = 25{\cdot}42,$$

daher erhält man aus (19) der Reihe nach die Drücke ober den Mönchkolben

$$K_1 = 15460, \quad K_2 = 16210, \quad K_3 = 40120 \text{ Kil.}$$

Die grösste Belastung pr. Quadratmeter ist mithin

$$\frac{40120}{0{\cdot}002716} = 14{,}800000 \text{ Kil.},$$

während dieselbe nach S. 150 nicht grösser als 6,000000 Kil. sein sollte.

Liesse sich nun auch durch Vergrösserung der oberen und Verminderung der unteren Querschnitte die genügende Zugfestigkeit erreichen, so wäre dabei doch die erforderliche Sicherheit gegen Druck nicht zu erhalten, weil für diesen Zweck der Querschnitt, wo der Druck K_3 herrscht, mehr als verdoppelt werden müsste. Es wäre daher nur durch Vergrösserung des Gesammtgewichtes die nothwendige Grösse der Querschnitte zu erzielen.

2) Es sei nur eine Druckpumpe vorhanden, für welche folgende Werthe gelten:

$$A = 0{\cdot}6\,\square^{m},\ H = 90^{m},\ h = 2^{m},\ L = 96^{m},\ M = 7500 \text{ Kil.},\ F = 1200 \text{ Kil.},$$
$$\mathfrak{M} = 5000 \text{ Kil.}$$

Das Gestänge soll aus Schmiedeisen bestehen,

$$\delta = 7800,\ \mathfrak{A} = 6{,}000000,\ \beta = 1{\cdot}2$$

sein. Es wird nun nach (57) und (58)

$$W_n = 52800,\ W_a = 1200$$

und nach (56) das Gestänggewicht

$$G = 22150 \text{ Kil.}$$

Für eine einfachwirkende Maschine hätte dagegen das Gestänge, wenn man hier nur $\alpha = 1{\cdot}1$ setzt, nach (3) ein Gewicht

$$G_1 = 53080 \text{ Kil.}$$

erfordert. Aus dem obigen Werthe von G ergibt sich nach (7) der Querschnitt

$$Q = \frac{22150 - 7500 - 1200}{1{\cdot}2\,.\,96\,.\,7800} = 0{\cdot}0150 \text{ Quadratmeter.}$$

Dabei wird die Belastung im obersten Querschnitte beim Aufgange nach (11)

$$\mathfrak{A}_1 = \frac{1200 + 22150}{0{\cdot}015} = 1{,}560000 \text{ Kil.},$$

sie liegt also weit unter der gestatteten Grenze von 6,000000 Kil.

Der Druck beim Niedergange ober dem Mönchkolben folgt aus (19) wegen $K_{n-1} = 0$, $F_{n-1} = 0$, $L_{n-1} = 0$, und da sich aus (60)

$$\alpha = 1 + 0{\cdot}1\left(1 + \frac{1200}{52800}\right) = 1{\cdot}102$$

ergibt,

$$K = 1000\,.\,1{\cdot}102\,.\,0{\cdot}6\,.\,88 - 7500 = 50690 \text{ Kil.},$$

daher der Druck pr. Quadratmeter

$$\frac{50690}{0{\cdot}015} = 3{,}380000 \text{ Kil.},$$

also ebenfalls bedeutend kleiner als der zulässige. Der Druck am oberen Gestängende ist nach (60)

$$K_z = 0{\cdot}575\,(52800 + 1200) + 5000 = 36050 \text{ Kil.}$$

Nimmt man ein Kastengestänge, Fig. 317, so ergibt sich für $n = \frac{1}{20}$ und $\frac{b}{a} = 0{\cdot}8$ nach S. 155.

$$a = 2\sqrt{0{\cdot}0150} = 0{\cdot}245,\ na = 0{\cdot}01225,$$

wofür man

$$a = 0{\cdot}25,\ na = 0{\cdot}012$$

nehmen kann, wobei das Product na^2 ungeändert bleibt; ferner

$$l = \frac{123000 \,.\, 0{\cdot}015}{\sqrt{K}} = \frac{1845}{\sqrt{K}};$$

der Abstand der Führungen wird daher nächst der Pumpe gleich 8·2 und nächst der Maschine gleich 9·7^m; man wird daher diesen Abstand durchaus mit circa 8 Metern bemessen.

Gestänge für eine blos Hubpumpen enthaltende Anlage. In diesem Falle werden an einem Hauptgestänge die Gestänge der einzelnen Hubpumpen befestigt. Die letzteren sind in der S. 133 angegebenen Art zu berechnen, sodann zu construiren und hierauf ist das um den Auftrieb verminderte Gewicht der Hubpumpengestänge nebst Kolben und den zur Verbindung mit dem Hauptgestänge dienenden Theilen zu ermitteln. Dieses Gewicht soll für die einzelnen Hubpumpen mit g_1, g_2 . . bezeichnet werden.

Das Hauptgestänge ist, da das Gewicht der Hubpumpengestänge stets grösser ist als der Auftrieb und die sonstigen Widerstände beim Niedergange, nur auf Zug bei der Bewegung nach beiden Richtungen in Anspruch genommen, und da dieser Zug beim Aufgange grösser ist als beim Niedergange, so muss die Querschnittsberechnung für die erstere Bewegung durchgeführt werden.

Es seien $\mathfrak{A}$ die zulässige Belastung pr. Flächeneinheit, Q der Querschnitt, L die Länge, δ das specifische Gewicht des Materials des Hauptgestänges, β der nach S. 141 zu ermittelnde Coëfficient, F das Gewicht der am Hauptgestänge befestigten Führungs- und Fangvorrichtungstheile, endlich A_1 A_2 . . die Kolbenflächen, H_1 H_2 . . . die Förderhöhen der Hubpumpen. Die Nebenwiderstände spielen hier eine merklichere Rolle, da beim Aufgange das Wasser in allen Hubpumpen in Bewegung ist; man kann dieselben dadurch berücksichtigen, dass man den Wasserdruck auf die Hubpumpenkolben um 10% vergrössert in die Rechnung einsetzt. Man hat nun für ein Gestänge mit constantem Querschnitte

$$\mathfrak{A}Q = 1100\,\Sigma A H + \Sigma g + F + \beta Q L \delta$$

und hieraus folgt der Querschnitt des Hauptgestänges

(61) $$Q = \frac{1100\,\Sigma A H + \Sigma g + F}{\mathfrak{A} - \beta L \delta},$$

wobei die Werthe von δ nach S. 141 einzuführen sind.

Besitzt der Schacht eine grössere Tiefe, so ist es hier um so räthlicher, ein Gestänge mit abnehmendem Querschnitte zu verwen-

den, als dasselbe durch den Wasserdruck auf die Kolben stark in Anspruch genommen ist und die Rücksicht auf Zerknickungsfestigkeit beim Niedergange wegfällt. Man lässt die Querschnittsänderung am zweckmässigsten unter den Befestigungspunkten der Hubpumpengestänge eintreten.

Seien nun F_1 F_2 . . . die auf die einzelnen Gestängstücke entfallenden Antheile von F, Q_1 Q_2 . . und L_1 L_2 . . Querschnitte und Längen der Gestängstücke, so wird für das unterste derselben

$$\mathfrak{A}\, Q_1 = 1100\, A_1\, H_1 + g_1 + F_1 + \beta\, Q_1\, L_1\, \delta,$$

$$Q_1 = \frac{1100\, A_1\, H_1 + g_1 + F_1}{\mathfrak{A} - \beta\, L_1\, \delta},$$

für das nächst höhere

$$\mathfrak{A}\, Q_2 = \mathfrak{A}\, Q_1 + 1100\, A_2\, H_2 + g_2 + F_2 + \beta\, Q_2\, L_2\, \delta,$$

$$Q_2 = \frac{1100\, A_2\, H_2 + g_2 + F_2 + \mathfrak{A}\, Q_1}{\mathfrak{A} - \beta\, L_2\, \delta}.$$

In gleicher Art wird allgemein

$$(62) \quad . \; . \; . \quad Q_n = \frac{1100\, A_n H_n + g_n + F_n + \mathfrak{A}\, Q_{n-1}}{\mathfrak{A} - \beta\, L_n\, \delta},$$

worin für das unterste Gestängstück $Q_{n-1} = 0$ zu setzen ist.

Sollen die Querschnittsänderungen in grösseren als in den nicht mehr als 40 bis 50 Meter betragenden Abständen der Hubpumpen, z. B. nur unter dem Anhängepunkte jeder zweiten Hubpumpe stattfinden, so sind in (62) die Werthe $A_n\, H_n$, g_n und F_n summarisch für die an dem betreffenden Gestängstücke befestigten Pumpen einzusetzen.

Beim Niedergange ist der Zug im obersten Gestängquerschnitt gleich dem Gewicht des Hauptgestänges mehr den um den Auftrieb verminderten Gewichten der Hubpumpengestänge, weniger den Widerständen beim Niedergange. Diese können zu 5% des Wasserdruckes auf die Kolben geschätzt werden. Dazu kommt die von der Maschine herrührende Belastung $\mathfrak{M}$, daher sich die abwärts wirkende Kraft

$$(63) \quad . \; . \; . \quad Z = \beta\, \delta\, \Sigma\, Q\, L + \Sigma\, g - 50\, \Sigma\, A\, H + \mathfrak{M}$$

ergibt.

Beim Betrieb durch eine einfachwirkende Maschine ist dieser Zug auszugleichen. Häufig aber sind solche Anlagen zu zweien ausgeführt und ihre Hauptgestänge derart gekuppelt, dass die Gewichte sich gegenseitig ausgleichen. Die Maschine ist dann doppeltwirkend und mit Schwungradwelle ausgeführt.

Es ist angezeigt, hier grosse Sicherheit anzuwenden, etwa für Holz $\mathfrak{A} = 400000$ zu setzen. Durch einen Bruch des Hauptgestänges wird nämlich leicht ein bedeutend grösserer Schaden herbeigeführt als bei Druckpumpen, wo der Wasserdruck auf die Mönchkolben die niedergehende Bewegung hemmt.

Holzgestänge.

Zusammensetzung. Die Holzgestänge bestehen aus 1 bis 4 Reihen parallel fortlaufender mit einander verbundener Balken, Schachtstangen, von viereckigem Querschnitte. Nach dem erforderlichen Gesammtquerschnitte richtet sich Zahl und Stärke der einzelnen Theile.

Früherer Zeit wurden die Gestänge aus Eichenholz hergestellt, gegenwärtig benutzt man dieses Material nur hie und da im oberen Theile, wo die Aenderungen in der Temperatur und dem Feuchtigkeitszustande des Holzes eine raschere Fäulniss herbeiführen. Eichenholz ist theurer und nicht in so langen geraden Stücken zu erhalten als Tannen- und Fichtenholz, welches letztere gegenwärtig in der Regel zur Anwendung kommt.

Die Schachtstangen sollen aus gut ausgewähltem, geradfasrigem und astfreiem Holze bestehen; sie erhalten Längen von 10 bis 18 Metern, bei Eichenholz von 6 bis 10 Metern. Je grösser die Länge, desto geringer ist die erforderliche Zahl Verbindungen, doch wird dadurch unter Umständen das Einlassen und der Einbau erschwert. Zweckmässig ist es, die Schachtstangen abzuhobeln, damit das Wasser rascher von denselben abläuft; ihre Dauer wird dadurch erhöht.

Ist die berechnete Querschnittsseite des Gestänges grösser als 0·2 bis 0·3^{m}, so dass Holzstücke von der gewünschten Länge bei diesem Querschnitte nicht zu erhalten sind, so setzt man das Gestänge aus mehreren Reihen von Schachtstangen zusammen.

Gestänge-Verbindungen. Die Verbindung der Schachtstangenenden muss die erforderliche Festigkeit besitzen und insbesondere der Dehnung den möglichsten Widerstand entgegensetzen, damit keine Längenänderung eintrete. Bei älteren Wasserhebungsanlagen wurden in den Gestängen besondere Vorrichtungen zur Regulirung der Länge eingeschaltet. Gegenwärtig sucht man durch Solidität der Verbindungen selbst die Länge constant zu erhalten.

Mit Rücksicht auf den Aufgang müssen die Verbindungen dann die gleiche Zugfestigkeit mit dem Gestänge selbst besitzen, wenn letzteres auf die zulässige Grenze in Anspruch genommen ist. Hat das Gestänge

einen grösseren Querschnitt, so genügt für die Verbindungen der dem wirklich vorhandenen Zug entsprechende Querschnitt. Aehnliches gilt für den Niedergang. Es ist indessen nicht von erheblichem Nachtheil, wenn man die Verbindungen stets auf gleiche Festigkeit mit dem Gestänge berechnet; denn wenn der Querschnitt des letzteren über das für die Festigkeit nothwendige Maass erhöht wird, geschieht dies nur, um dem Gestänge das erforderliche Gewicht zu ertheilen, welches nun zum Theil, wenn auch auf kostspieligere Art, durch die grössere Stärke der Verbindungen eingebracht wird. Nimmt man überdies den Abstand der Führungen nicht kleiner als es die Sicherheit gegen Zerknicken erfordert, so müssen jedenfalls die Verbindungen die gleiche Zerknickungsfestigkeit wie das Gestänge besitzen.

Es sind daher dreierlei Dimensionen zu ermitteln, welche die Verbindung für gleiche Sicherheit mit dem Gestänge gegen Zerreissen, Zerdrücken und Zerknicken erfordert, und es sind dann die grössten von diesen Dimensionen beizubehalten.

Die Verbindungen selbst werden durch verzahnte Ueberblattung oder einfachen Stoss hergestellt und dabei Laschen aus Holz oder Eisen angewendet.

Verbindung mit Stoss und 4 eisernen Laschen. Dies ist die einfachste und gebräuchlichste Verbindung. Die Enden der Schachtstangen stossen dabei nach Fig. 324 bei *q* stumpf zusammen; an den 4 Seiten derselben werden Eisenschienen *e*, Fig. 324 und 325, Laschen, angelegt und durch Schrauben befestigt. Die Schrauben müssen in genügender Zahl vorhanden und so fest angezogen sein, dass die Laschen durch die Reibung allein am Holze festgehalten werden und die Schrauben in der Längenrichtung des Gestänges keinen Druck gegen das Holz ausüben, weil dieses sonst durchgerissen werden könnte. Dem Aufspalten des Holzes durch die eine Reihe von Schrauben wirken übrigens die querliegenden Schrauben entgegen. Um das Spalten des Holzes zu verhüten, werden ferner die Schrauben nicht durch die Mitte, sondern abwechselnd näher der einen und der anderen Seite des Gestängquerschnittes gelegt. Gibt man die Schraubenmuttern abwechselnd an die entgegengesetzten Seiten, so wird ein möglichst gleichförmiges Anpressen der Laschen erzielt. Um endlich den Gestängquerschnitt nicht an derselben Stelle durch zwei aufeinanderfolgende Schrauben zu schwächen, soll der Abstand der letzteren nicht kleiner als etwa 8 bis 16 Centimeter sein.

Man empfiehlt, auf die Enden der Schachtstangen Eisenringe aufzuziehen und sodann zwischen dieselben Keile zu treiben, welche die Gestänge aus einander drücken, einen etwa vorhandenen Spielraum beseitigen

und daher einer Lockerung der Verbindung vorbeugen sollen.*) Indessen ist der Nutzen dieser Vorkehrung zum Mindesten zweifelhaft.

Nach den auf S. 142 und 150 angegebenen Werthen ist die Sicherheit gegen Zug bei Eisen 10mal, die Sicherheit gegen Druck 15mal grösser als bei Nadelholz. Construirt man daher die Laschen auf gleiche Zugfestigkeit mit dem Gestänge, so besitzen dieselben um so mehr auch die genügende Druckfestigkeit. Der Gestängquerschnitt ist stets ganz oder nahe genau quadratisch. Es seien b und a, Fig. 324, die Querschnittsdimensionen der Laschen, d die Seite des Gestängquerschnittes, so hat man nach dem Obigen

$$4ba = \frac{d^2}{10},$$

$$ba = \frac{d^2}{40}$$

zu setzen. Wegen grösserer Schwächung der Laschen durch die Schrauben ist es jedoch angemessen, diesen Werth auf

$$(64) \quad \ldots\ldots\ldots \quad ba = 0{\cdot}03\,d^2$$

zu erhöhen. Hierbei ist auch die genügende Sicherheit gegen Zerknicken vorhanden. Die in dieser Hinsicht zulässige Belastung ist nämlich dem Product aus dem Elasticitätsmodul ε und der Grösse J (s. S. 150) proportional. Sei J_1 der Werth von J für die Schachtstangen, J_2 für die Laschen; für Holz ist ferner $\varepsilon = 100{,}000000$, für Schmiedeisen $= 2500{,}000000$, bei gleicher Sicherheit muss daher

$$25\,J_2 = J_1,$$

$$(65) \quad \ldots\ldots\ldots \quad J_2 = \frac{J_1}{25} = 0{\cdot}04\,J_1$$

sein. Für das Gestänge hat man nun

$$J_1 = \frac{d^4}{12}$$

und für die Laschen

$$J_2 = \frac{1}{12}\left\{2ab^3 + b\left[(d+2a)^3 - d^3\right]\right\} =$$

$$= \frac{2}{12}\,(ab^3 + 4ba^3 + 6dba^2 + 3d^2ba).$$

Hebt man den gemeinschaftlichen Factor d^2ba heraus, der wegen (64) gleich $0{\cdot}03\,d^4$ ist, so ergibt sich

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1858/59, 4. Bd., S. 461.

$$J_2 = 0{\cdot}06\,\frac{d^4}{12}\left[\left(\frac{b}{d}\right)^2 + 4\left(\frac{a}{d}\right)^2 + 6\,\frac{a}{d} + 3\right];$$

nach (65) genügt aber für J_2 der Werth

$$J_2 = 0{\cdot}04\,\frac{d^4}{12},$$

daher die ausreichende Sicherheit vorhanden ist.

Hat man aus (64) den Querschnitt $b\,a$ berechnet, so ergibt sich a, nachdem man b gewählt hat. Man findet gewöhnlich $b = 0{\cdot}6\,d$ bis $0{\cdot}7\,d$; zu klein soll b nicht sein, damit die Schwächung der Laschen durch die Schraubenlöcher nicht zu empfindlich wird, zu gross deshalb nicht, weil sonst die Lasche zu dünn wird.

Sollen die Laschen nur durch Reibung am Gestänge halten, so muss die Reibung einer Lasche an jedem Gestängende mindestens gleich sein der Tragfähigkeit der Lasche oder dem grössten in dieser auftretenden Zug; zur Sicherheit kann man das 1·5fache dieses Zuges annehmen. Es wird nun auch durch den Druck beim Niedergange keine seitliche Biegung erfolgen, denn diese ist nur möglich, wenn die Lasche gleitet.

Sei also z die Zahl der Schrauben an der halben Länge eines jeden Laschenpaares, D der von einer derselben ausgeübte Druck, f der Reibungscoëfficient und $\mathfrak{A}$ die bei Berechnung des Laschenquerschnittes angenommene Zugfestigkeit, so muss

$$z f D = 1{\cdot}5\,\mathfrak{A}\,b\,a,$$

$$D = 1{\cdot}5\,\frac{\mathfrak{A}\,b\,a}{f z}$$

sein. Soll aber durch Anziehen der Schraubenmuttern der Druck D mit Sicherheit hervorgerufen werden können, so muss, wenn δ den Spindeldurchmesser der Schraube bedeutet,

$$D = \mathfrak{A}\,\frac{\pi\,\delta^2}{4}$$

sein. Setzt man beide Werthe von D gleich, so folgt

$$\frac{\pi\,\delta^2}{4} = \frac{1{\cdot}5\,b\,a}{f z},$$

$$z = \frac{6}{\pi f}\,\frac{b\,a}{\delta^2}.$$

Der Reibungscoëfficient f kann gleich 0·4 gesetzt werden, daher ergibt sich

$$z = 4{\cdot}8\,\frac{b\,a}{\delta^2}$$

oder wegen (64)

$$(66) \quad \ldots\ldots\ldots \quad z = 0{\cdot}144 \left(\frac{d}{\delta}\right)^2.$$

Sobald man nun die Schrauben so fest anzieht, dass ihre Spannung grösser als $\frac{2}{3}\,\mathfrak{A} = 4{,}000000$ wird, übersteigt die Reibung die grösste Spannung der Lasche und kann daher kein Gleiten eintreten.

Der Schraubendurchmesser δ soll nicht grösser als etwa $^1/_4$ von b sein, um die Lasche nicht zu sehr zu schwächen. Für Seitenlängen d des Gestängquerschnittes von 10 bis 30 Cm. kann man setzen

$$\delta = \frac{d}{7},$$

und hiermit folgt

$$z = 7.$$

Nimmt man dabei

$$b = 0{\cdot}6\,d,$$

so ist der Schraubendurchmesser etwas kleiner als $^1/_4$ der Breite b der Lasche, und die Dicke der letzteren wird nach (64)

$$a = 0{\cdot}05\,d$$

oder gleich $^1/_{12}$ der Breite.

Nimmt man endlich den Abstand i, Fig. 324, zweier Schrauben

$$i = 0{\cdot}4\,(0{\cdot}1 + d) \text{ Meter},$$

so ergibt sich für $d = 0{\cdot}1$ bis $0{\cdot}3$ Meter der die Länge der Laschen bestimmende Abstand

$$r = 26\,.\,0{\cdot}4\,(0{\cdot}1 + d) = 2{\cdot}08 \text{ bis } 4{\cdot}16 \text{ Meter}.$$

Dieselbe Verbindung mit zwei Laschen. Werden blos an zwei gegenüberstehenden Querschnittsseiten Laschen angeordnet, wie in Fig. 326, so muss mit Rücksicht auf Zugfestigkeit der Querschnitt jeder Lasche doppelt so gross als früher, daher statt (64)

$$(67) \quad \ldots\ldots\ldots \quad b\,a = 0{\cdot}06\,d^2$$

sein. Für die Biegung des Gestänges durch Druck ist wie früher

$$J_1 = \frac{d^4}{12},$$

für die Biegung der Laschen parallel zur Querschnittsdimension b

$$J_2 = \frac{2\,a\,b^3}{12}$$

und für gleiche Zerknickungsfestigkeit soll nach (65)

$$J_2 = 0{\cdot}04\, J_1,$$

oder

$$2ab^3 = 0{\cdot}04\, d^4,$$

(68) $ab^3 = 0{\cdot}02\, d^4$

sein. Aus dieser und der Gleichung (67) ergeben sich die Dimensionen a und b; dividirt man (68) durch (67), so folgt

$$b^2 = \frac{d^2}{3},$$

$$b = 0{\cdot}577\, d,$$

ein gut für die Ausführung geeigneter Werth. Führt man denselben in (67) ein, so ergibt sich weiter

$$a = \frac{0{\cdot}06\, d^2}{0{\cdot}577\, d} = 0{\cdot}104\, d.$$

Man hat also in runden Zahlen

(69) $b = 0{\cdot}6\, d,\ a = 0{\cdot}1\, d,$

welche Werthe der Gleichung (68) genügen. Für die Biegung senkrecht zur Querschnittsseite b ist

$$J_3 = \frac{b}{12}\,[(d + 2\,a)^3 - d^3],$$

und wenn man hierin die Werthe (69) einführt, erhält man

$$J_3 = \frac{d^4}{12}\, 0{\cdot}6\,[(1 + 0{\cdot}2)^3 - 1] = 0{\cdot}44\,\frac{d^4}{12} = 0{\cdot}44\, J_1,$$

während für J_3 wie für J_2 der Werth $0{\cdot}04\, J_1$ genügend wäre; daher ist in Bezug auf die zweite Biegung die Festigkeit bedeutend grösser. Man könnte daher auch die Sicherheit gegen die erste Biegung auf Kosten der zweiten steigern, indem man b grösser, a kleiner als nach (69), doch so annimmt, dass ab constant bleibt.

Bei gleichem Durchmesser sind doppelt so viel Schrauben, als früher für jedes Laschenpaar, daher im Ganzen ebensoviel Schrauben als im vorigen Falle nothwendig. Da jedoch alle nach derselben Richtung durch das Holz gelegt sind, wäre der Abstand derselben auf

$$i = 0{\cdot}5\,(0{\cdot}1 + d)$$

zu vergrössern; die Länge und daher auch das Gesammtgewicht der Laschen wird somit um $^1/_4$ grösser als früher, auch scheint die Verbindung mit vier Laschen die solidere, indem durch die gekreuzten Schrauben dem Spalten des Holzes besser vorgebeugt wird.

In dem Schachte der Grube North-Seaton bei Newcastle*) erfolgt die Verbindung durch zwei Laschen und sind, um das Spalten des Holzes zu verhüten, Schrauben in der Querrichtung durchgezogen, wie sonst nur bei vier Laschen üblich. Ferner ist die Dicke der Laschen von der Mitte gegen beide Enden von 4 bis auf 2 Cm. vermindert. Diese Verjüngung ist principiell ganz richtig, sie findet aber, wie es scheint, aus dem Grunde keine weitere Anwendung, weil die Materialersparung die grösseren Herstellungskosten nicht lohnt.

Zwei Reihen von Schachtstangen. Laufen zwei Reihen von Schachtstangen parallel neben einander fort, so erhalten dieselben meist wieder einen quadratischen Querschnitt, weil bei diesem der runde Querschnitt der Stämme am besten ausgenützt wird. Nur bei starkem Druck kann man eine etwas grössere Sicherheit gegen Biegung erzielen, wenn man die Querschnitte rechteckig herstellt und die Langseiten derselben an einander legt, wodurch die Festigkeit gegen Biegung parallel zu diesen Seiten erhöht und der Festigkeit gegen die zweite Biegung genähert wird. Seien d und d_1, Fig. 319, die Seiten des Querschnittes, so hat man für die Biegung parallel zu d

$$J = \frac{d_1\, d^3}{12}$$

und für die darauf senkrechte Biegung, wenn man die Festigkeit gleich $^2/_3$ von der eines einzigen Balkens nimmt,

$$J = \frac{2}{3}\,\frac{d\, d_1^3}{12};$$

setzt man beide Werthe gleich, so folgt

$$d_1^2 = 1{\cdot}5\, d^2,$$

$$d_1 = 1{\cdot}2\, d.$$

Die Schachtstangen werden zuweilen nach Fig. 345 und 354 durch gegenseitiges Eingreifen oder durch eichene Döbel a und Schrauben verbunden, jedoch wird das Gestänge dadurch kostspieliger und die Verschneidung ist dem Holze nachtheilig.

Die Stösse der beiden Reihen Schachtstangen liegen entweder neben einander oder sie wechseln mit einander ab.

Im ersten Falle wird die Verbindung nach Fig. 336 und 337 ausgeführt; da auf jede Schachtstange nur drei Laschen entfallen, so muss deren Querschnitt $\frac{4}{3}$ von dem durch (64) gegebenen Werthe, daher

*) Preuss. Zeitschrift 1862, 10. Bd., S. 57.

(70) $ba = 0{\cdot}04\,d^2$

sein. Auch hier lässt sich nachweisen, dass die genügende Sicherheit gegen Zerknicken vorhanden sei.

Im zweiten Falle ist die Verbindung nach Fig. 338 und 339 herzustellen, und es genügt, da die Festigkeit der vier Laschen so gross wie die von einer Schachtstange sein muss, der Werth

(71) $ba = 0{\cdot}03\,d^2$.

Dimensionen und Abstand der Schrauben, daher auch die Länge der Laschen können wie bei einer Reihe von Schachtstangen genommen werden.

Auf die Länge einer Schachtstange erfordert das Gestänge nach Fig. 336 sechs Laschen mit dem Querschnitt

$$6 \,.\, 0{\cdot}04\,d^2 = 0{\cdot}24\,d^2,$$

nach Fig. 338 entfallen auf die genannte Länge zwei Verbindungen mit je vier Laschen, daher ein gesammter Querschnitt der Laschen

$$8 \,.\, 0{\cdot}03\,d^2 = 0{\cdot}24\,d^2,$$

der Materialaufwand ist daher in beiden Fällen der gleiche, nur von den längeren Schrauben erfordert Fig. 338 die doppelte Gesammtzahl. Durch das Abwechseln der Stösse erhalten indessen die beiden Reihen von Schachtstangen mehr Verbindung und daher grössere Sicherheit gegen Biegung durch Druck.

Drei oder vier Reihen von Schachtstangen. Drei Reihen von Schachtstangen kommen selten vor, weil der rechteckige Querschnitt unvortheilhaft ist, bei quadratischem aber die Breite zu gross und die Festigkeit gegen Biegung senkrecht zu dieser Gesammtbreite zu gering wird.

Bei vier Reihen legt man gewöhnlich die Stösse je zweier Stangen in gleiche Höhe und lässt die Stösse beider Stangenpaare mit einander abwechseln, wodurch das Ganze wieder solider vereinigt ist. Fig. 334 und 335 zeigen die entsprechende Verbindung; die Stangen n und o, Fig. 335, besitzen ihre Stösse in der Höhe h, Fig. 334.

Jede der Schachtstangen n und o ist durch drei Laschen ersetzt, man hat daher deren Querschnitt wie für Fig. 336

$$ba = 0{\cdot}04\; d^2,$$

wobei die Laschen auch hinreichende Sicherheit gegen Zerknicken besitzen. Setzt man wie bei einer Reihe von Schachtstangen

$$\delta = \frac{d}{7},\; b = 0{\cdot}6\; d,$$

so ergibt sich

$$a = \frac{d}{15} = \frac{b}{9},$$

der Schraubendurchmesser wird wieder gleich $^1/_4$ der Laschenbreite. Auch die Zahl der Schrauben an jeder Laschenhälfte ergibt sich unter dieser Voraussetzung wie früher gleich 7.

Verbindung mit hölzernen Laschen. Soll an Eisen gespart werden, so kann man die eisernen Laschen durch hölzerne, Fig. 329 und 330, ersetzen. Man hat dabei mitunter Döbel aus Eichenholz in Anwendung, welche zwischen je zwei Schrauben eingelegt werden, doch sind dieselben auch hier entbehrlich. Die Dicke a der Laschen sollte theoretisch nur der halben Gestänge-Dimension d gleichkommen, der Sicherheit wegen empfiehlt es sich jedoch,

$$a = 0{\cdot}6\, d \text{ bis } 0{\cdot}7\, d$$

zu nehmen. Zahl, Dimensionen und Abstand der Schrauben ergeben sich wie für eine Verbindung mit zwei eisernen Laschen, wenn man den Reibungscoëfficienten so gross wie dort voraussetzt.

Die Verbindung erfolgt statt mittelst durchgezogener, zuweilen nach Fig. 331 und 332 mittelst beiderseits angelegter Schrauben, welche gegen früher nur den halben Querschnitt erfordern, da sie in doppelter Zahl vorhanden sind. Köpfe und Muttern derselben liegen an Eisenschienen e. Es ist dabei der Vortheil erreicht, dass das Holz nicht geschwächt wird; daher können auch die Schrauben in geringerer Entfernung angebracht, die Laschen kürzer gemacht werden.

Die Einrichtung Fig. 331 ist der in Fig. 333 dargestellten vorzuziehen, bei welcher ein einziger in zwei Schraubenbolzen endigender Bügel mit Platte e vorhanden ist. Solche Bügel besitzen nämlich an den Biegungsstellen a in der Regel geringere Festigkeit.

Die hölzernen Laschen dienen zugleich als Fangvorrichtung.

Verbindung durch Ueberblattung. In früherer Zeit namentlich hielt man es für nothwendig, die Längenverbindungen derart zu construiren, dass sie an und für sich schon dem Zuge einen gewissen Widerstand entgegensetzen. Man hat dazu im Allgemeinen eine Verzahnung angewendet. Sehr verbreitet war und ist zum Theil noch die schiefe verzahnte Ueberblattung Fig. 344; zwischen den Absätzen der Berührungsflächen der Schachtstangen wird dabei ein Keil k eingetrieben, und an zwei Aussenseiten des Gestänges kommen wieder Laschen. Durch das Eintreiben des Keiles wird das Holz leicht abgesprengt, die Verschneidung befördert den Eintritt der Fäulniss, und da überdies auf die Festigkeit der Verzahnung nicht viel zu bauen ist, müssen die Laschen

doch den grössten Theil des Zuges übertragen. Man ist daher von dieser und den ähnlichen Verbindungen abgekommen.

Führungen. Die Führungen bestehen aus hölzernen fest im Schachte eingebauten Rahmen, innerhalb derer sich das Gestänge mit geringem Spielraume auf- und niederbewegt. Dasselbe ist an der betreffenden Stelle mit Schleifbrettern bekleidet, welche nach erfolgter Abnützung ausgewechselt werden können.

Der Rahmen besteht nach Fig. 340 und 341 gewöhnlich aus zwei Einstrichen *e* und zwei Querhölzern *q*, welche durch Schrauben mit ersteren verbunden sind. Mitunter ergibt sich zweckmässiger die Anordnung Fig. 342 und 343, wobei *e* ein Einstrich, *f* zwei einerseits in den Schachtstoss eingelassene und anderseits auf *e* gelagerte Balken und $q q_1$ die Querhölzer sind. Diese Ausführung eignet sich auch für einen runden gemauerten Schacht, wo ein zweiter an der Stelle von q_1 liegender Einstrich die innere Mauerfläche unter einem zu spitzen Winkel treffen würde.

Befindet sich die Führung an einer Stelle des Gestänges, wo keine Verbindung des letzteren vorhanden ist, so können die Schleifbretter (Streichbretter) direct am Gestänge durch Nägel oder Schrauben befestigt werden. Die Schleifbretter erhalten eine solche Länge, dass ihr oberer und unterer Befestigungspunkt beim Auf- und Niedergange des Gestänges die Einstriche und Querhölzer nicht erreicht. Soll sich jedoch eine Gestängverbindung in der Führung bewegen, so werden nach Fig. 327 an den Endpunkten und sonst noch an einigen Stellen Querhölzer *q* zwischen die Streichbretter *s* und das Gestänge gelegt; auch werden zu beiden Seiten der Verbindungslaschen schmale Latten *l*, Fig. 328, in verticaler Stellung und an diesen die Streichbretter befestigt, oder es erfüllen die Latten *l* selbst den Zweck der Streichbretter.

Hie und da bekleidet man nebstdem die Einstriche und Querhölzer der Führungen, wie die Fig. 346 bis 348 in einem Längen- und Querschnitte, dann im Grundrisse zeigen. Die Streichbretter *s* sind in die Einstriche *e* und Querhölzer *q* schwalbenschwanzartig eingelassen und nebstdem durch ihre schrägen Endflächen gegen Auf- und Abwärtsbewegung gesichert.

Mitunter, jedoch selten, verwendet man eiserne Streichschienen und bekleidet dann die festen Führungstheile ebenfalls mit Eisen. Dieselben dauern länger und verursachen geringere Reibung, doch ist letztere bei genauer Aufstellung überhaupt nicht gross.

Früherer Zeit hatte man auch Rollen zur Führung; die Verminderung der Reibung, welche diese erzielen, ist nach Obigem nicht von

Belang, und da die Rollenaxen bald einrosten und das Gestänge dann wie an einer festen Führung schleift, bieten die Rollen keinen Vortheil.

Fangvorrichtungen. Diese dienen, um bei einem Gestängebruch den abgerissenen Theil aufzuhalten, ferner bei Maschinen ohne rotirende Welle, um den Hub zu begrenzen, falls derselbe seine normale Grösse überschreiten sollte, und um das Gestänge beim Stillstand der Maschine zu stützen. Aus letzteren Gründen sind sie auch für doppeltwirkende Maschinen ohne Rotationsbewegung erforderlich, obgleich hier das Gewicht des abgerissenen Gestängstückes meist kleiner sein wird als der Wasserdruck auf die daran hängenden Mönchkolben.

Bei rotirenden Maschinen werden Fangapparate nur für den Niedergang, bei nichtrotirenden auch für den Aufgang angebracht. Zu den betreffenden Einrichtungen gehören die Fanghörner am Balancier oder an der Verbindung zwischen Kolbenstange und Gestänge. Sind diese derart angeordnet, dass sie auch die aufsteigende Bewegung der Gestänge begrenzen, so sind weitere Fangvorrichtungen für den Aufgang entbehrlich.

Zu den auf das Gestänge wirkenden Fangvorrichtungen sind die Holzklötze am Boden der Pumpencylinder zu rechnen, welche den niedergehenden Mönchkolben aufhalten (vergl. S. 66). Da diese den Cylinder gefährden, wenn sie auch, wie es vorkommt, mit einer Korkschicht unterlegt werden, so ist die gewöhnliche Einrichtung mehr zu empfehlen, bei welcher am Gestänge selbst Fanghölzer oder Fangeisen befestigt sind, die gegen ein im Schachte eingebautes Fanglager stossen.

Die Höhe der Fanglager ist genau derart zu reguliren, dass sie bei normalem Niedergange vom Gestänge nicht erreicht werden, bei weiterer Fortsetzung desselben aber das Gestänge aufhalten, bevor die Kolben der Maschine und der Pumpen an den Böden ihrer Cylinder anschlagen.

Fanglager. An der Stelle, wo eine Fangvorrichtung anzubringen ist, wird stets eine Führung angeordnet, es erhält daher das Fanglager ganz die aus Fig. 341 oder 343 ersichtliche, den Führungslagern zukommende Form, nur dass die Einstriche *e* nach Bedarf aus mehreren aufeinanderliegenden Balken bestehen.

Gewöhnlich wird ober jeder Pumpe ein Fanglager angebracht, im Uebrigen der Abstand derselben nicht über 60 bis 80^{m} gesteigert. Bei Ermittlung der Stärke der Fanglager ist zu berücksichtigen, dass jedes Lager das Gesammtgewicht des Gestänges bis zum nächst höheren Lager, das unterste nebstdem das Gewicht des unten nachfolgenden Haupt- und des Hubpumpengestänges mit voller Sicherheit zu tragen im Stande sein muss. Der Wasserdruck auf die Mönchkolben ist von der Belastung nicht in Abzug zu bringen, weil die Lager auch dann die Stütze für das Gestänge bilden, wenn die Pumpen und Steigröhren entleert sind.

Nebstdem wird die Gefahr des Bruches durch den Stoss des aufschlagenden Gestänges erhöht. Hierbei kommt jedoch zu berücksichtigen, dass die Geschwindigkeit des niedergehenden Gestänges eine gewisse Grenze nicht übersteigen kann, weil mit derselben zugleich der Widerstand gegen die Bewegung des Wassers durch die Druckventile und Steigröhren wächst; auch kann durch elastische Unterlagen der Stoss gemildert werden. Dessenungeachtet ist es räthlich, den Festigkeitscoëfficienten für das hölzerne Lager nicht grösser als 300000 Kil. pr. Quadratmeter zu nehmen. Seien daher n die Gesammtzahl der neben- und aufeinanderliegenden Einstriche, l ihre Länge, b und h Breite und Höhe ihres Querschnittes, P die aufzufangende Belastung, so ist

$$\frac{Pl}{4} = 300000 \frac{b h^2}{6} n,$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{Pl}{200000\, n} \frac{h}{b}} = 0{\cdot}0171 \sqrt[3]{\frac{Pl}{n} \frac{h}{b}}$$

zu setzen, worin das Verhältniss $\frac{h}{b}$ zu wählen ist.

Man kann auch die Geschwindigkeit ermitteln, welche das Gestänge besitzen müsste, um das Fanglager zu zerbrechen, obgleich diese Berechnung nur den Werth einer rohen Annäherung besitzt. Zu diesem Zwecke hat man die lebendige Kraft der Last P der Wirkungsgrösse gleich zu setzen, welche zum Zerbrechen der Einstriche erfordert wird. Hiermit ergibt sich

$$\frac{Pv^2}{2g} = n . \frac{1}{18} \frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon} V,$$

worin v die Geschwindigkeit des Gestänges, $\mathfrak{B}$ den Bruchcoëfficienten, ε den Elasticitätsmodul und $V = bhl$ das Volum eines Einstriches bedeutet. Es folgt somit

$$v = \sqrt{\frac{2g}{18} \frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon} \frac{bhln}{P}}.$$

Man kann nun

$$\frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon} = 36000$$

setzen, und hiermit folgt

$$v = 198 \sqrt{\frac{bhln}{P}}.$$

Je grösser das Volumen der Einstriche, desto grösser wird die Ge-

schwindigkeit des Gestänges, bei welcher der Bruch eintritt, desto grösser daher die Sicherheit.

Beispiel. Es sei $P = 10000$ Kil., $l = 3^m$, $n = 4$; wählt man $\frac{h}{b} = 1{\cdot}3$, so wird

$$h = 0{\cdot}365,\ b = 0{\cdot}28^m,$$

$$v = 2{\cdot}2^m;$$

da die normale Niedergangsgeschwindigkeit nicht über 0·6 bis 0·7^m steigt, wird der obige Werth nur bei besonders ungünstigen Verhältnissen eintreten, wenn das Gewicht des abgerissenen Gestängstückes bedeutend grösser ist als der Wasserdruck auf die daran hängenden Mönchkolben.

Fanghölzer und Fangeisen. Die am Gestänge befindlichen Fangtheile sind Holzbalken, welche nach Fig. 329 und 330 zugleich als Laschen für eine Gestängverbindung fungiren. Sie erfordern keine grössere Stärke und keine solidere Befestigung als die sonstigen Verbindungstheile, da diese die gleiche Stärke mit dem Gestänge besitzen und daher auch dem Stosse beim Auffangen denselben Widerstand entgegensetzen. Nur die Breite *a*, Fig. 329, wird unter Umständen zu vergrössern sein, damit die Fanghölzer ein breiteres Auflager erhalten.

Man hat auch schmiedeiserne Fangstücke in Form hochkantig gestellter Schienen in Anwendung gebracht, welche quer durch das Gestänge gesteckt werden. Zur Befestigung derselben ist an der betreffenden Stelle eine Bekleidung des Gestänges mit Eisenschienen erforderlich. Bei mit Eisen armirten Gestängen, Fig. 353 *), sind gusseiserne Fangklötze *a* angebracht, welche sich gegen Absätze an den Eisenschienen stemmen. Indessen erscheint das spröde Gusseisen für diesen Bestandtheil, welcher Stössen ausgesetzt ist, nicht gut geeignet.

Mittel gegen den Stoss beim Fangen. Sehr empfehlenswerth ist es, besondere Vorkehrungen zu treffen, um den beim Auffangen des Gestänges eintretenden Stoss zu mildern.

Die gewöhnliche Einrichtung zu diesem Zwecke zeigt Fig. 349. Auf die Querhölzer *q* der Fanglager werden eine Anzahl Bretter von 2 bis 3 Cm. Stärke mit Zwischenstücken an den Enden aufgelegt, gegen welche die Fanghölzer *h* am Gestänge *g* bei zu weit niedergehender Bewegung anschlagen. Die Bretter werden dabei successiv zerbrochen, daher die lebendige Kraft des Gestänges allmälig aufgezehrt. Die Kolben der Maschine und Pumpen müssen dann bei ihrer normalen tiefsten Stellung zur Sicherheit mehr als um die Höhe *x* von den Böden der Cylinder abstehen, da im Momente des Auffangens auch eine Biegung der Fanglager eintritt, obgleich die abgebrochenen Brettstücke in der

*) Preuss. Zeitschrift 1861, 9. Bd., S. 186.

Regel den Niedergang des Fangholzes bis auf das Querholz *q* hindern werden. Die Arbeitsgrösse, welche das Zerbrechen der dünnen Bretter erfordert, ist allerdings nur ein geringer Theil der im niedergehenden Gestänge enthaltenen lebendigen Kraft, allein es erfolgt nebstdem eine Compression der Zwischenlager und der Bretter selbst, daher der im Momente des Stillstehens auf die Fanglager ausgeübte Druck immerhin merklich verringert werden kann.

Eine andere Einrichtung zeigt Fig. 352 *); darin sind *a* die am Gestänge *b* befestigten Fanghölzer, *c* eine Anzahl Brettstücke, welche durch Schrauben befestigt werden und das zu tief niedergehende Gestänge auffangen. Die Entfernung *e* muss dabei wieder kleiner sein als der Spielraum zwischen der normalen tiefsten Stellung der Kolben und den Böden ihrer Cylinder. Es ist jedoch augenscheinlich, dass diese Vorrichtung nicht so gut ihrem Zwecke entspricht als die vorige, bei der eine successive Abgabe der lebendigen Kraft stattfindet.

Man hat ferner Unterlagen aus elastischen Körpern, bei deren Anwendung man gesichert ist, dass jedes Lager einen entsprechenden Theil der Gesammtlast auffängt; z. B. alte Hanfseile oder eine Korkplatte mit aufgelegtem Brett. So zeigen Fig. 350 und 351**) die Lager für die Fanghörner einer Wasserhebmaschine; im Innern eines gusseisernen Kastens *k* liegt dabei eine Korkschicht, welche mit einer Lage Filz überdeckt ist, und auf dieser ein Holzstück *h*, welches den Stoss empfängt.

In Fig. 381 bis 383***) ist die Fangvorrichtung mit Gummibuffern für das Gestänge einer Wasserhebmaschine der Elisabethgrube bei Miechowitz in Oberschlesien dargestellt. Es sind zwei Paare gusseiserner Fanghörner, entgegengesetzt gestellt, zur Begrenzung des Auf- und Niederganges angeordnet. Mit der Befestigungsplatte *p* des Fanghornes, deren Vorsprünge in das Gestängholz eingreifen, ist durch Rippen ein Hohlcylinder *b* in Verbindung, in welchen eine mit Holz gefüllte eiserne Büchse und darüber abwechselnde Kautschuk- und Eisenscheiben eingelegt sind. Die Befestigung dieser beweglichen Theile erfolgt durch den Bolzen *d*.

Juncker hat beiderseits vom Gestänge auf das Fanglager je eine dicke Bleiplatte gelegt†), welche an den Enden unterstützt ist und von dem am Gestänge befestigten Fangeisen in der Mitte getroffen wird. Es soll dabei auf dem kürzesten Wege eine unschädliche Vernichtung

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1858/59, 4. Bd., S. 467.

**) Preuss. Zeitschrift 1862, 10. Bd., S. 57.

***) Ebendas., S. 146.

†) Ebendas. 1861, 9. Bd., S. 10.

der lebendigen Kraft des fallenden Gestänges stattfinden. Indessen scheint diese Einrichtung keine weitere Nachahmung gefunden zu haben.

Befestigung des Mönchkolbens mittelst Krumms. Bei den älteren Wasserhaltungsanlagen wurde das Gestänge seitwärts von den Pumpen aufgestellt und mit jedem Mönchkolben durch einen Krumms (Krummfuss, Nocke) verbunden. Dieser wurde aus Gusseisen in der Form Fig. 375 ausgeführt; die horizontale Platte *p* bildet zugleich den Deckel des Mönchkolbens und ist den Flantschen des letzteren entsprechend erweitert, welche mittelst Schrauben befestigt sind. Die Platte *g*, welche mit *p* durch eine Rippe in Verbindung steht, ist durch Schrauben und eine Gegenplatte *r* mit dem Gestänge verbunden.

Nach Fig. 377 wurde der Krumms *k* auch aus Holz gefertigt, durch Döbel und Schrauben mit dem Gestänge *g* und anderseits mit einer Schmiedeisenplatte *p* verbunden, welche unten in eine Rundstange übergeht; letztere dient zur Befestigung des nach Fig. 367 geformten Mönchkolbens. Nach Fig. 376 endlich schliesst sich an das Gestänge mittelst Döbel und Schrauben eine Einlage *e* und an diese das Holzstück *h*, welches unten abgerundet, in die Höhlung des Mönchkolbens versenkt und mit diesem auf ähnliche Art wie bei Gabelung des Gestänges verbunden ist.

Alle diese Einrichtungen zeigen den Nachtheil, dass beim Niedergange der Druck in der Gestängaxe, der Widerstand in der Axe des Mönchkolbens wirkt, daher letzterer das Bestreben zur Drehung erhält, gegen die Stopfbüchse gedrückt wird und diese rascher ausreibt. Um die Biegung des Gestänges zu vermeiden, muss man so nahe als thunlich ober und unter dem Krumms Gestängführungen anbringen, welche nun ebenfalls einer stärkeren Reibung ausgesetzt sind.

Aus diesem Grunde legt man bei allen neueren Anlagen die Axen der Mönchkolben in die der Gestänge, was durch Gabelung der letzteren auf die in Fig. 212 angegebene Art ermöglicht wird.

Befestigung des Mönchkolbens mittelst Gestänggabelung und Rahmen. Wenn auch die Verbindung zwischen Mönchkolben und Gestänge beim Aufgange nur wenig auf Zug in Anspruch genommen ist, so soll sie doch möglichst steif sein, damit der Kolben beim Niedergange von dem genau geführten Gestänge in verticaler Stellung erhalten werde.

Die zweckmässigste Verbindung zeigen Fig. 359 im Aufrisse, 361 im Verticalschnitte und 360 im Horizontalschnitte. Zwischen dem Hauptgestänge *a* (in der Figur als aus 4 Reihen Schachtstangen zusammengesetzt angenommen) und den Gabelstangen (Scheerenstangen) *b* befinden sich Einlagen *c*; die Verbindung dieser Theile erfolgt durch Döbel und aussen angelegte Schraubenbolzen, deren Köpfe und Muttern

auf Eisenschienen ruhen. Zur Verbindung mit dem Mönchkolben dient ein gusseiserner Rahmen (das Kopfstück) *d*, an dessen unterer entsprechend erweiterter Platte der Kolben mittelst Schrauben aufgehängt ist; der runde Vorsprung greift in die Oeffnung des Kolbens. Zwei schräge Rippen übertragen den vom Hauptgestänge auf die Gabelstangen ausgeübten Druck auf den Befestigungspunkt des Mönchkolbens. Zur Verbindung mit dem Gestänge sind an den Rahmen *d* Vorsprünge angegossen und durch diese, wieder ausserhalb der Gabelstangen, die Schraubenbolzen s_1 gelegt.

Zuweilen erhalten die Seitenflächen des Rahmens Rippen, welche in die Gabelstangen eingreifen; auch wird statt einzelner Schienen *p* eine gusseiserne Gegenplatte von gleicher Form mit den Seitentheilen des Rahmens angelegt. Endlich findet man statt gemeinschaftlicher Bolzen s_1 auch kürzere Schrauben in Anwendung, welche nur von den Seitenplatten des Rahmens zu den Schienen *p* laufen.

Eine andere Form des Kopfstückes zeigen Fig. 372 bis 374; der mittlere Theil desselben ist ein Hohlkegel, der die Fortsetzung des Halses des Mönchkolbens bildet. Eine dritte Form gibt Fig. 358, welche jedoch weniger entspricht, da das untere horizontale Rahmenstück auf Bruch in Anspruch genommen ist.

Da die breite, von den Schrauben *s*, Fig. 359, zusammengehaltene Holzmasse schwinden, die langen Schrauben sich dehnen können, was ein Aufhören der Reibung zur Folge hätte, so ist es hier gerathen, Döbel *e* einzuschalten.

Der Querschnitt jeder Scheerenstange ist mindestens halb so gross zu nehmen als der des Gestänges; ist letzteres quadratisch, so wird der Querschnitt der Gabelstangen ein Rechteck, dessen Länge doppelt so gross als die Breite ist, welche letztere Dimension nöthigenfalls vergrössert werden muss. Gegen Zerknicken ist dabei wohl stets die genügende Sicherheit vorhanden, da der Druck in den Scheerenstangen um den ganzen Wasserdruck auf den Mönchkolben kleiner ist als in der oberen Fortsetzung des Gestänges; übrigens kann man auch Führungen für die Gabelstangen am Pumpenlager anbringen.

Die nothwendige Gesammtzahl *z* der Schrauben *s*, welche das Gabelgestänge mit dem Hauptgestänge verbinden, ergibt sich ebenso gross, als für die Hälfte einer Gestängeverbindung mit zwei Laschen (S. 183) für das ober der Gabelung befindliche Gestänge. Die Schrauben schwächen das Holz nicht und können daher näher zusammengerückt werden.

Das Gleiche gilt von den Schrauben s_1, welche das Kopfstück mit den Gabelstangen verbinden und auf die Höhe des Kopfstückes gleichförmig zu vertheilen sind. Die Zahl z_1 und der Durchmesser δ dieser

Schrauben sind so gross zu nehmen, dass die Reibung der Gabelstangen etwa dem doppelten Wasserdruck auf den Mönchkolben gleichkommt. Seien also D der Druck, den eine Schraube zwischen jeder Gabelstange und dem Kopfstück hervorbringt, A die Kolbenfläche und H die Druckhöhe der Pumpe, so ist, wenn man den auf den Mönchkolben auszuübenden Druck gleich 1·1 des Wasserdruckes und den Reibungscoëfficienten gleich 0·4 setzt,

$$2\, z_1 \,.\, 0{\cdot}4\, D = 2 \,.\, 1{\cdot}1 \,.\, 1000\, A\, H,$$

$$D = \frac{2750\, A\, H}{z_1},$$

und ist die zulässige Belastung des Schraubenquerschnittes gleich 6,000000 Kil. pr. Quadratmeter, so ergibt sich

$$6{,}000000\, \pi \frac{\delta^2}{4} = D$$

und durch Gleichsetzung beider Werthe von D

$$6{,}000000\, \pi \frac{\delta^2}{4} = \frac{2750\, A\, H}{z_1},$$

$$z_1 = \frac{A\, H}{1700\, \delta^2};$$

der erhaltene Werth ist auf die nächst höhere gerade Zahl abzurunden.

Was endlich die Schrauben zur Verbindung des Kopfstückes mit dem Mönchkolben betrifft, so genügt es, deren sechs bis acht mit Dimensionen wie für eine Rohrverbindung anzuordnen. Da die obere Flantsche des Kolbens genau an das Kopfstück angepasst und das Gestänge vertical geführt ist, wird der Kolben in seiner Stellung verbleiben. Eine Abweichung davon könnte nur vorkommen, wenn das Kopfstück aus einem zusammendrückbaren Material, z. B. aus Holz bestände.

Befestigung des Mönchkolbens mit Gabelung ohne Rahmen. Eine solche Befestigung zeigen Fig. 364 und 365. Das untere Stück des Hauptgestänges a erhält einen grösseren, achteckigen Querschnitt, an welchen Theil sich mittelst Einlagen e die Gabelstangen g anschliessen; ganz unten ist das Gestänge rund und in den Mönchkolben m eingelassen. An die freien Seiten des achteckigen Theiles sind Schienen durch Schrauben befestigt, welche ihrerseits unten in Schrauben übergehen und mittelst Muttern die Flantsche des Mönchkolbens tragen. Diese Befestigung erfordert keine grosse Festigkeit, da sie nur den Zug beim Aufgange auszuhalten hat, während der Druck beim Niedergange direct vom Gestänge an den Kolben übergeht. Bei solchen Constructionen ist der Kolben

durch das in seine Höhlung eingetauchte Holzstück gegen Abweichen aus der verticalen Stellung gesichert. Die Befestigungsschrauben für die Schienen sollen kleinen Durchmesser erhalten; dessenungeachtet schwächen die vielen Schrauben zu sehr den achteckigen Gestängtheil, da auch die Verbindungsbolzen für die Gabelgestänge wegen des grösseren Querschnittes des Hauptgestänges nicht aussen angelegt werden können. Endlich ist hier eine Verengung des Mönchkolbens an dessen oberem Ende unthunlich, weil das runde Gestängstück denselben vollständig ausfüllen muss, um ihn stets in verticaler Stellung zu erhalten.

Oefters ist auch die durch Fig 368 dargestellte Verbindung zur Anwendung gekommen. Das unterste Gestängstück wird dabei wieder cylindrisch abgedreht und durch Nieten mit versenkten Köpfen die U-förmig gekrümmte Schiene *s* daran befestigt. An die Schiene *s* schliesst sich ein Bolzen *a*, der durch eine Oeffnung im Mönchkolben gesteckt wird und mittelst einer Schraubenmutter den letzteren stützt.

Nach Fig. 366 *) ist das Gestängende ebenfalls in den beiderseits offenen Mönchkolben gesteckt, oben durch zwei sich kreuzende quadratische Bolzen und unten durch Eisenkeile befestigt, welche das Holz so weit auseinander treiben, dass dasselbe den unten etwas erweiterten Kolben vollständig ausfüllt. Das Holz und die Keile sind indessen der fortwährenden Einwirkung des Wassers ausgesetzt. In beiden Fällen ist die Gabelung in der früheren Art ausgeführt.

In Fig. 380 ist eine bei den Wasserhebmaschinen im Loire-Becken angewendete Verbindung dargestellt**), welche den Vortheil zeigt, dass sie rasch demontirt werden kann; doch erscheint sie für die Uebertragung eines starken Druckes nicht geeignet, indem der Mönchkolben dabei leichter aus der verticalen Stellung gelangen kann. An dem Gestänge *a*, welches durch Einlagen *e* und Schrauben mit Gegenplatten *p* mit den Gabelstangen *g* in Verbindung steht, ist eine U-förmig gebogene Schiene *s* durch scharf angezogene Schrauben befestigt. An dieselbe schliesst sich unten ein Zapfen, der in den entsprechend verengten Hals des Mönchkolbens *m* eingreift und durch Gegenkeile darin gehalten wird. Der Mönchkolben erhält bei dieser und ähnlichen Verbindungen auch die Form Fig. 367, wobei Deckel- und Bodenplatte durch eine schwache, nur für den Zug beim Aufgange hinreichende Stange *a* zusammengehalten sind; auch ist die Gabel *s*, Fig. 380, mitunter durch eine flache, gegen oben zugeschärfte Schiene ersetzt, welche in einem von unten herauf in der Mittelebene des Gestänges geführten Schnitte liegt.

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1858/59, 4. Bd., S. 454.

**) Ebendas., S. 449; 1855/56, 1. Bd., S. 179.

Nach Fig. 362 ist wieder das untere Ende des Hauptgestänges *a*, welches durch Einlagen mit dem Gabelgestänge *gg* in Verbindung steht, in den Mönchkolben eingetaucht und oberhalb von letzterem in einem zweitheiligen Ziehringe *bb* mittelst Schrauben eingeklemmt. Am Ziehringe befinden sich Ansätze *c*, an welchen der Kolben mittelst Schraubenbolzen aufgehängt wird. Auch diese Verbindung erscheint für grössere Anstrengung nicht genug solid.

Verbindung ohne Gabelung. Endlich hat man das Gestängende direct mit dem Mönchkolben verbunden, an die Bodenplatte des letzteren eine aufwärts gerichtete Nabe angegossen und darin mittelst Keil eine Eisenstange befestigt, welche durch eine Stopfbüchse am Boden des Pumpencylinders geführt und mit der unteren Fortsetzung des Gestänges verbunden ist. Diese Einrichtung ist allerdings bedeutend einfacher als die mit Gabelung, die Eisenstange kann jedoch keinen grossen Druck übertragen und nebstdem ist die hängende Stopfbüchse, in welche sich Sand aus dem Wasser hineinzieht, und eine raschere Abnützung hervorruft, besser zu vermeiden.

Verbindung des Gestängendes mit dem Mönchkolben. Ist der Mönchkolben am untersten Gestängende zu befestigen, wo keine Gabelung erfordert wird, so kann man entweder die oben beschriebenen Verbindungen ohne Rahmen anwenden, wobei das untere Gestängende in den Mönchkolben eingetaucht ist, oder ein Gussstück zwischen Mönchkolben und Gestänge einsetzen. Beispiele von solchen ausgeführten Verbindungsstücken geben Fig. 378 und 370. Nach Fig. 378 und 379 schliesst sich an den Deckel *d* des Mönchkolbens mittelst Rippen ein geschlossener viereckiger Kasten *k*, in welchem sich nur oben eine Oeffnung zur Befestigung des Gusskernes befindet. Mit diesem Kasten stehen durch Keile die Schmiedeisenschienen *s* in Verbindung, welche am Gestänge bis zu entsprechender Höhe hinaufgeführt und durch Schrauben befestigt sind. Die Keile ziehen das Gussstück gegen das Holz des Gestänges fest und übertragen anderseits beim Aufgange den Zug vom Gestänge auf den Mönchkolben. Die Horizontalquerschnitte des Gussstückes müssen gross genug sein, um dem beim Niedergange vorhandenen Druck mit voller Sicherheit Widerstand zu leisten.

Nach Fig. 370 und 371 ist das Gestänge am unteren Ende verjüngt und in eine entsprechend geformte Büchse eingelassen, welche mit dem Deckel des Mönchkolbens aus einem Stück gegossen ist. Der Keil zieht wieder mittelst der Schienen *s* das Gestängende in die Büchse; das Ganze muss derart montirt sein, dass bei angezogenem Keil die Schienen den Absatz im Innern der Büchse berühren, da sonst letztere durch die keilartige Wirkung des Gestängendes zersprengt werden kann. Ein

tieferes Eindringen des Holzes selbst ist nicht zu besorgen, wenn dasselbe durch eine genügende Zahl fest angezogener Schrauben mit den Schienen *s* in unveränderlicher Verbindung steht.

Doppelgestänge. Sind mehrere Pumpen am Gestänge anzuhängen, so wird zur Vermeidung der Gabelungen mitunter das Gestänge durch den ganzen Schacht in zwei Strängen herabgeführt. Die Befestigung der Mönchkolben erfolgt dann einfach mittelst Rahmen *d*, Fig. 359, die beiden Stränge befinden sich in demselben Abstand wie sonst die Gabelstangen. Im Uebrigen nimmt ein solches Gestänge etwas mehr Raum im Schachte ein, wird sich etwas kostspieliger stellen und hat geringere Sicherheit gegen Biegung in einer zur Ebene der beiden Stränge senkrechten Richtung, da die Festigkeit in dieser Beziehung nur der Summe der Festigkeiten beider Stränge gleichkommt.

Die Führungen eines Doppelgestänges werden aus zwei gemeinschaftlichen Einstrichen mit vier Querhölzern hergestellt, die Fangvorrichtungen in der gewöhnlichen Art für jeden Strang ausgeführt, oder die Fanghölzer zwischen den Strängen befestigt.

Auf der Grube Dalkeith bei Edinburgh*) wurde ein Doppelgestänge eingebaut, dessen beide Theile 20^{cm} im Quadrat stark sind. Die Verbindung der Schachtstangen erfolgt durch Laschen; ausserdem sind beide Gestänghälften unter einander in Abständen von $9{\cdot}3^{m}$ durch hölzerne Einlagen verbunden. Diese bestehen aus drei $1^1/_2{}^{m}$ langen Holzstücken, welche parallel stehend den Zwischenraum beider Gestänge ausfüllen, verdöbelt und durch aussenliegende Schrauben wie in Fig. 332 verbunden sind. Diese Einlagen können jedoch nur den Zweck der Belastung verfolgen und etwa einer verschiedenen Dehnung beider Gestänge vorbeugen, da sie die Festigkeit nicht erhöhen.

Bei der Wasserhebungsanlage im Leopoldschacht bei Schemnitz wurde ebenfalls ein Doppelgestänge eingebaut, dessen Stränge aus je vier Reihen Schachtstangen bestehen.

Holzgestänge mit Eisenbekleidung. Früher wurden öfters die Holzgestänge an zwei gegenüberstehenden Seiten mit fortlaufenden Eisenschienen bekleidet, welche besonders den Zug beim Aufgange aushalten sollten, während das Holz zur Absteifung und zur Vermehrung des Gewichtes diente. Gegenwärtig ist man von diesen Gestängen abgekommen, weil die verschiedene Ausdehnung des Holzes und Eisens auf so grosse Längen von merklichem Nachtheil ist und die Schrauben lockert.

Kettengestänge. Denkt man sich bei der Verbindung Fig. 329 die hölzernen Laschen so lang als die Schachtstangen, und die letzteren so

*) Preuss. Zeitschr. 1862, 10. Bd., S. 57.

weit auseinander gerückt, dass sie nur auf dieselbe Länge wie in Fig. 329 zwischen die Laschen eingreifen, so ergibt sich eine Form, welche man Kettengestänge nennen kann. Die Sicherheit gegen Biegung dürfte dabei nicht viel geringer sein als bei einem gewöhnlichen Gestänge. Gegen ein solches ist aber, wie man sich leicht überzeugt, die Hälfte der Verbindungsschrauben erspart.

Auf der Grube Agrappe bei Mons*) wurde das ganze, im Mellinschachte der Grube Duttweiler-Jägersfreude der untere Theil des oben eisernen Gestänges nach Fig. 356 und 357 in dieser Art hergestellt. Die Verbindung erfolgt durch Döbel, Eisenschienen und aussenliegende Schrauben.

Ebenso ist das Gestänge der von Kley am Altenberg bei Aachen hergestellten Wasserhebmaschine Fig. 369 aus abwechselnd aussen und innen liegenden Schachtstangen *a*, *i* hergestellt, doch sind auch letztere doppelt angeordnet. Die Stangen sind wie oben verbunden und übergreifen sich um drei Meter. Die leeren Räume zwischen den äusseren und ausserhalb der inneren Stangen sind mit Hölzern *fg* ausgefüllt, welche nur als Belastung wirken und durch Schrauben *s* zusammengehalten werden. Es entstehen dadurch vier continuirlich neben einander fortlaufende Reihen von Balken. Behufs der Führung sind in dem elliptischen Schachte ein der Länge und zwei der Quere nach gelegte Einstriche *pq* und auf diesen die Hölzer *r* aufgelegt. Nach dem Grundrisse Fig. 363 sind sechs Schleifbretter angeordnet, welche, wenn sie an einer Gestängeverbindung zu liegen kommen, entsprechende Ausschnitte für die Verbindungsschrauben erhalten. An beiden Enden werden die Schleifbretter durch Holzschrauben oder Nägel am Gestänge befestigt.

Als Fanghölzer können bei derartigen Gestängen die äusseren Schachtstangen selbst dienen.

Holzgestänge, welche nur auf Zug in Anspruch genommen sind. Hierher gehören die Hubpumpengestänge, dann die Hauptgestänge von Wasserhebungsanlagen, welche blos Hubpumpen enthalten, endlich die auf S. 165 berechneten Gestänge ohne Druck beim Niedergange, welche indessen meistens aus Eisen hergestellt sind.

Die Verbindungen der Hubpumpengestänge werden stets mit eisernen Laschen ausgeführt, da hölzerne Laschen den Querschnitt der Steigröhren zu sehr verengen. Die Berechnung der Verbindungen erfolgt ganz auf die früher angegebene Art.

Fig. 390 zeigt eine im Loire-Becken vorkommende Verbindung.**)

*) Ponson's „Steinkohlenbergbau".

**) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1858/59, 4. Bd., S. 449.

Mit jedem Gestängstücke ist oben und unten eine eiserne Gabel *a* verbunden, welche in einen Zapfen endigt; die Zapfen der zwei zusammen stossenden Schachtstangen sind durch Keile in einer gusseisernen Hülse *h* befestigt. Diese Verbindung lässt sich rasch demontiren, entbehrt jedoch der genügenden Solidität und wird zu leicht gelockert. Mitunter ist auch an die eine Gabel eine Hülse angeschweisst, in welche der Endzapfen des zweiten Kappeisens eingreift und durch einen Keil befestigt wird.

Hie und da erhält das Hubpumpengestänge Führungen, welche nach Fig. 405 und 406 aus Eisenstangen *e* bestehen, die am Gestänge durch Schrauben befestigt werden und an der Innenwand des Steigrohres gleiten; ist letzteres aus Blech hergestellt, dessen Quernähte dem Gange hinderlich sein könnten, so wird an betreffender Stelle ein Gusseisenrohr eingeschaltet. Zu dem gleichen Zwecke hat man Holzleisten, welche jedoch den Querschnitt mehr verengen.

Das Hubpumpengestänge wird gewöhnlich nicht in die Axe des Hauptgestänges, sondern seitwärts gestellt. Im ersten Falle müsste nämlich auch für die unterste Druckpumpe eine Gestänggabelung hergestellt und erst unter dieser das Hubpumpengestänge befestigt werden, die Steigröhren könnten nur bis auf eine gewisse Entfernung unter das Lager der tiefsten Pumpe heraufgeführt werden und für letztere ergäbe sich eine grössere Saughöhe. Insbesondere aber würde dadurch das Aufholen des Gestänges erschwert werden. Man befestigt daher letzteres an dem Hauptgestänge mittelst Krumms. Es ergibt sich dabei ein Seitendruck auf das Gestänge, der auf den Kolben der untersten Druckpumpe übertragen wird; um diesen Druck möglichst herabzusetzen, ist es zweckmässig, nach Kley*) den Krumms so weit ober dem Mönchkolben zu befestigen, dass zwischen beiden eine Führung für das Hauptgestänge angebracht werden kann.

Die ältere Construction eines Krumms für Hubpumpen zeigt Fig. 400. Der Bolzen *a* ist einerseits durch eine Schraubenmutter am Gestänge befestigt, anderseits durch eine Oeffnung der Schiene *t* gesteckt, welche zur Absteifung von *a* dient. Am Ende des Bolzens *a* ist die Stange *s*, an welche sich unten das Gestänge anschliesst, aufgesteckt und durch einen vorgesetzten Keil gehalten. Ausserdem hat man Krummse auch aus Holz, wie in Fig. 377, für einen Mönchkolben hergestellt u. s. w.

Fig. 402 und 403 zeigen die neuere, zweckmässigere Construction. Das Hubpumpengestänge ist mittelst Eisenstange *s* an einem Einschnitte der verticalen Platte *p* des Krumms aufgehängt und durch den Keil *k*

*) Kley, die Wasserhebmaschinen des Altenberges bei Aachen.

gegen das Ausspringen gesichert. Die Platte q ist mit Verstärkungen versehen, welche in das Gestänge eingreifen, die Schrauben sind beiderseits von letzterem durch Oeffnungen in den Verstärkungen der Platte q und der Gegenplatte g gesteckt. Der Ring a erleichtert das Ausheben des Gestänges mittelst eines Kabelseiles. Ist die Last beim Aufgange nicht sehr gross, so kann man die Verstärkungen bei der Platte q wie bei g nur aussen anbringen, daher den Krumms nur durch Reibung mitnehmen lassen.

Sind zwei Hubpumpen neben einander aufgestellt, so werden ihre Krummse am Hauptgestänge in gleicher Höhe gegenüber gestellt und durch gemeinschaftliche Schrauben befestigt; in diesem Falle erleidet das Gestänge keinen Seitendruck.

Die Stange s, welche den Namen Kappeisen führt, wird auf zweierlei Arten mit dem obersten Gestängstück verbunden. Die gewöhnliche Methode besteht darin, an diese Stange nach Fig. 394 und 395 zwei Schienen anzuschliessen, zwischen welchen das oben zugeschärfte Gestängende eingeschoben und durch Schrauben befestigt ist. Zahl und Durchmesser der letzteren ist so gross wie für die Verbindung eines Schachtstangenendes mit den zugehörigen Laschen, der Querschnitt der Schienen t in der Höhe der obersten Schraube dem summarischen Laschenquerschnitt einer Gestängeverbindung gleich zu machen; von da ab kann die Dicke der Platten t gegen unten verjüngt werden, falls die schwierigere Herstellung durch die dabei erzielte Materialersparung gelohnt wird.

Die zweite Construction des Kappeisens zeigen Fig. 397 und 398; dabei geht die Stange s in eine unten zugeschärfte Platte p von gleicher Breite mit dem Gestängquerschnitt über, welche in das von oben eingesägte Gestänge geschoben, durch Schrauben und schwache Gegenplatten befestigt wird. Hier muss wieder die Platte p oben einen Querschnitt gleich der Summe der Laschenquerschnitte einer Gestängeverbindung erhalten. Solider scheint die vorige Construction.

Der Anschluss des Hubpumpenkolbens an das Gestänge erfolgt ebenfalls durch ein Kappeisen, dessen Rundstange entweder zugleich als Kolbenstange fungirt, oder mit der letzteren durch eine der für Eisengestänge ohne Druck angegebenen Verbindungen vereinigt wird.

Für Hauptgestänge, welche nur auf Zug in Anspruch genommen sind, ist die Berechnung auf S. 165 und 177 gegeben; Verbindungen, Fangvorrichtungen und Führungen sind nach den für Holzgestänge überhaupt angeführten Regeln herzustellen. Der Anschluss der einzelnen Hubpumpengestänge erfolgt wieder mittelst Krumms.

Eisengestänge für Zug und Druck.

Vergleich zwischen Holz- und Eisengestängen. Die Holzgestänge zeigen in der Anwendung verschiedene Nachtheile. Sie besitzen bei gleicher Sicherheit ein grösseres Gewicht als die Eisengestänge, was insbesondere von dem grösseren Gewicht der Verbindungen herrührt; sie unterliegen der Zerstörung durch Fäulniss, welche durch das Rosten der eisernen Verbindungstheile begünstigt wird, endlich lockern sich ihre Verbindungen leichter, da das Holz schwindet; aus diesem Grunde müssen die Verbindungsschrauben zeitweise nachgezogen werden. Die einmal eingetretenen, wenn auch geringen Spielräume summiren sich auf die ganze Länge derart, dass der Hub der untersten Pumpen und ihre Leistung merklich vermindert wird.

Eisengestänge leiden an diesen Mängeln nicht; bei denselben lässt sich ferner durch die bereits früher angegebenen Querschnittsformen grosse Sicherheit gegen Zerknicken erreichen, die Enden der Stücke können fest gegen einander gezogen und dadurch dem Entstehen eines todten Ganges vorgebeugt werden, endlich nehmen die auf Zug allein beanspruchten Gestänge bei ihrer einfachen Querschnittsform einen geringen Raum ein.

Anderseits sind die auf Druck in Anspruch genommenen Eisengestänge denn doch bedeutend kostspieliger als die hölzernen, welche letzteren daher noch in vielen Fällen, besonders für vorübergehenden Zweck, beim Abteufen der Schächte, dann bei nicht allzu grossem Druck Anwendung finden.

Die Querschnitte der Eisengestänge sind nach den früher gegebenen Regeln zu berechnen, bei definitiver Wahl der Dimensionen ist selbstverständlich auf die Ausmaasse der käuflichen Eisensorten Rücksicht zu nehmen.

Im Folgenden werden zuerst die für Zug und Druck, dann die für Zug allein bestimmten Gestänge betrachtet.

Verbindungen. Die einzelnen Gestängstücke erhalten Längen von 7 bis 10 Metern und werden je nach der Querschnittsform aus Winkel-, Flach-, U-Eisen u. s. w. von der angeführten Länge zusammengesetzt. Es sind daher die Verbindungen dieser Eisen zu einem Gestängstücke, dann die der einzelnen Gestängstücke unter sich zu unterscheiden; man kann die ersteren *Längen-*, die letzteren *Querverbindungen* nennen.

Die *neben einander* befindlichen Theile werden durch Nieten verbunden, deren Zahl und Dimensionen sich nicht füglich durch Rechnung bestimmen lassen; es handelt sich nur um eine derartige Zusammen-

fügung, dass das Ganze der Biegung durch Druck oder Stauchung möglichst nahe denselben Widerstand entgegensetzt, als wenn der Querschnitt ungetheilt wäre. Man findet den Durchmesser der Nieten gleich der ein- bis zweifachen, gewöhnlich nahe gleich der 1·5fachen Dicke der Flach- oder Winkeleisen u. s. w., aus denen das Gestänge besteht; ein kleiner Nietdurchmesser ist wegen geringerer Schwächung des Gestänges vortheilhaft. Der verticale Abstand der Nieten jeder Reihe wurde früher bei 25 Cm. gross genommen, jetzt geht man damit bis auf 10 oder 15 Cm. herab. Die fertigen Gestängstücke werden successive auf einander gestellt und verbunden.

Behufs Verbindung der auf einander folgenden Gestängstücke oder der Querverbindung werden die Stücke entweder in einer einzigen ebenen, zur Richtung des Gestänges senkrechten Fläche zusammengestossen, oder es sind die Schienen jedes Gestängstückes unter sich versetzt, so dass ihre Enden in Abständen von 0·25 bis 0·5^{m} auf einander folgen. Zur Verbindung selbst dienen Laschen, d. i. passend geformte Platten, deren Stärke so gross sein muss, dass der massive Querschnitt an den Verbindungsstellen nicht geringer ist als der des Gestänges und dass nebstdem an diesen Stellen keine Biegung durch Druck eintritt.

Die Laschen wurden an den Gestängen ursprünglich durch Nieten befestigt, gegenwärtig verwendet man dazu meist conische Schrauben, welche durch ihre Abscheerungsfestigkeit einer Verschiebung der Lasche an der Schiene entgegenwirken, während bei Nieten, welche nach dem Erkalten sich zusammenziehen und den Querschnitt des Nietloches nicht ganz ausfüllen, in dieser Beziehung nur auf die Reibung der Lasche am Gestänge zu rechnen ist. Die Schrauben gestatten auch einen bequemeren Einbau, während die Vernietung in der Grube Schwierigkeiten verursacht; soll dieselbe über Tags stattfinden, so müssen die einzelnen Stücke stets oben angefügt und das Gestänge successive eingelassen werden, wozu bei der grossen Last eine sehr starke Winde nothwendig ist, an der das Gestänge fortwährend hängt. Endlich geht auch die Zerlegung leichter von Statten, falls die Schrauben sich nicht fest eingerostet haben und daher wie die Nieten abgestemmt werden müssen. Für die letzteren Zwecke würde es genügen, die Laschen nur an einem Gestängstücke durch Schrauben, an dem anderen durch Nieten zu befestigen, wie es in der That auch vorkommt.

Ausserdem werden bei den Verbindungen Keile zur Anwendung gebracht, um die Enden der Gestängstücke fest zusammenziehen zu können, bevor man die conischen Schrauben einführt.

Die Nieten oder Schrauben der Querverbindung ersetzen einen Theil der zur Längsverbindung nothwendigen.

Das fertige Gestänge ist zum Schutze gegen Rost mit einem doppelten Oelfarben-Anstrich zu versehen, auch sollen dessen Fugen mit Kitt verstrichen werden, um das Eindringen von Wasser zu verhüten.

Berechnung der Querverbindung mit Nieten. Für die Vernietung der Laschen kann man zur Sicherung gegen Verschiebung die Bedingung festsetzen, dass die durch die Spannung der Nieten entstehende Reibung zwischen Laschen und Gestänge ebenso gross sein solle als die Spannung der Laschen an der Elasticitätsgrenze, so dass eine Lockerung erst beim Eintreten dieser hohen Spannung erfolgen könnte. Zur vollen Sicherheit ist dabei anzunehmen, dass der Verschiebung der Lasche nur ihre Reibung gegen das Gestänge, nicht auch ihre Reibung gegen die Nietköpfe entgegenwirke.

Die Reibung, welche durch die Nieten an der Berührungsfläche der verbundenen Bleche hervorgerufen wird, beträgt aber nach Versuchen wenigstens 5,000000 Kil. pr. Quadratmeter des Nietenquerschnittes; bei einem Reibungscoëfficienten von $^1/_3$ ist dann die Spannung in den Nieten 15,000000 Kil. pr. Quadratmeter, also etwas grösser als die Spannung an der Elasticitätsgrenze, welche man gleich 14,000000 Kil. annehmen kann.

Bezeichnen daher z die Zahl Nieten, welche eine Lasche mit jedem Gestängende verbinden, δ den Durchmesser der Nieten, q den Querschnitt der Laschen, so soll nach dem Obigen

$$5{,}000000\, z \frac{\delta^2 \pi}{4} = 14{,}000000\, q,$$

$$(72) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad z = 3{\cdot}56 \frac{q}{\delta^2}$$

sein. Die Entfernung e der Nieten, in der Richtung des Gestänges gemessen, kann gleich ihrem dreifachen Durchmesser, also

$$(73) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad e = 3\,\delta$$

gesetzt werden.

Die Gesammtzahl Nieten, welche die Lasche befestigen, ist $2\,z$ und dieselbe wird sich gewöhnlich auf zwei zur Gestängrichtung parallele Reihen vertheilen, welche auf die Länge der Lasche zugleich zur Längenverbindung der Gestängtheile dienen.

Querverbindung mit Schrauben. Die Schrauben erhalten einen abgedrehten conischen Schaft, welcher in eine Bohrung der zu verbindenden Theile genau passt; an das dünnere Ende schliesst sich ein Schraubenbolzen von noch etwas geringerem Durchmesser, auf welchen die Mutter kommt, am anderen Ende werden an zwei gegenüberstehenden

Seiten des Bolzens ebene Flächen angebracht, um einen Schraubenschlüssel ansetzen und das Mitdrehen der Schraube beim Anziehen der Mutter verhüten zu können. Die Conicität der Schraube wird gering, und zwar, wenn δ den kleineren, δ_1 den grösseren Durchmesser und l die Länge des conischen Theiles bedeuten,

$$\delta_1 = \delta + \frac{l}{18} \text{ bis } \delta + \frac{l}{12}$$

genommen.

Da man die Scheerfestigkeit gleich $^4/_5$ der Zugfestigkeit nimmt, so muss der Gesammtquerschnitt der Schrauben, welche der Verschiebung entgegenwirken, mindestens $^5/_4$ des Laschenquerschnittes sein. Sei also wieder δ der Durchmesser und z die Zahl der Schrauben, welche die Lasche mit einem der Gestängenden verbinden, q der Laschenquerschnitt, so muss für schmiedeiserne Schrauben

$$z\,\delta^2 \frac{\pi}{4} = \frac{5}{4}\,q,$$

$$z = 1{\cdot}6\,\frac{q}{\delta^2}$$

sein. Hiernach ergäbe sich die Zahl der Schrauben nur etwa halb so gross als nach (72) die der Nieten bei gleichem Durchmesser; in der Ausführung findet man jedoch selbst für Stahlschrauben

(74) $z = 2\frac{q}{\delta^2}$ bis $2{\cdot}5\,\frac{q}{\delta^2}$.

Gabelung der Gestänge. Die Gabelung der Gestänge wird derart ausgeführt, dass das Hauptgestänge den erforderlichen Druck direct auf den Mönchkolben überträgt. Ist daher K der nach S. 149 ermittelte Druck im Gestänge unter dem betreffenden Mönchkolben, so hat jede Gabelstange den Druck $\frac{K}{2}$ auszuhalten; für die absolute Festigkeit genügt ein Querschnitt gleich dem halben Querschnitt des unter der Gabelung folgenden Hauptgestänges.

Es ist zweckmässig, den Gabelstangen eine Führung zu geben, welche unabhängig vom Querschnitt derselben auf die aus Fig. 396 ersichtliche Art hergestellt werden kann. Am Stopfbüchsenstück des Pumpencylinders werden beiderseits zwei Arme a angegossen und an diese ein Holzstück b oder eine Eisenschiene festgeschraubt, und im ersteren Falle das Gestänge an der Aussenseite mit Schleifbrettern, im letzteren Falle mit Schleifblechen bekleidet. Ist ein Untersatz an der Pumpe vorhanden, so kann man die Arme a auch an diesen angiessen

oder anschrauben, wobei die Führung näher der Mitte der Gabelstangen kommt, da sich unter der Pumpe noch das Fundament befindet.

Gestänge mit kreuzförmigem Querschnitt. Diese werden nach Fig. 404 aus vier Winkeleisen hergestellt, die Nieten ungefähr in die Mitte der Schenkellänge, etwas weiter gegen aussen und alternirend gestellt, so dass *dd* stets in der mittleren Höhe zwischen zwei auf einander folgenden Nietenpaaren *bb* liegen. Bei der Querschnittsberechnung nach S. 156 ist *na* gleich der doppelten mittleren Dicke des Winkeleisens zu setzen.

Behufs der Führung werden die vier Winkel des Querschnittes mit Holzbalken ausgefüllt, welche am oberen und unteren Ende durch Eisenbänder zusammengehalten sind, und schliesslich das Gestänge mit Schleifbrettern bekleidet.

Verbindungen der Kreuzgestänge. An der Verbindung der Gestängtheile lässt man die Stösse der vier Winkeleisen in Abständen von circa 25 Cm. auf einander folgen oder bringt dieselben in gleicher Höhe an. Die Vereinigung erfolgt sodann durch vier Laschen, welche die entsprechende, winkeleisenartige Form haben, so dass sie in die vier einspringenden Winkel des Gestänges passend eingesetzt werden können; sind die Enden der Winkeleisen gegen einander versetzt, so ist die gleiche Versetzung auch für die Laschen anzuordnen. In Fig. 407*) schliessen die letzteren das Gestänge ganz ein.

Der Querschnitt der Laschen ist mindestens dem der Winkeleisen gleich zu setzen, wobei auch die hinreichende Sicherheit gegen Zerknicken vorhanden ist. Jede Lasche erfordert im Ganzen $2z$ Schrauben oder Nieten, wobei z sich aus (72) oder (74) ergibt; da aber jede Reihe zwei Laschen gemeinschaftlich ist, sind zur Befestigung aller vier Laschen nur $4z$ Schrauben oder Nieten erforderlich.

Verbindung der Kreuzgestänge mit dem Mönchkolben. In Fig. 391, 392 und 393 ist die Gabelung und Verbindung mit dem Mönchkolben des Gestänges der Grube Vollmond**) im Auf- und Grundrisse dargestellt. Die beiden Gabelgestänge sind mit dem Hauptgestänge durch eine rechteckige Schmiedeisenplatte *p* verbunden, welche zwischen den Winkeleisen eingesteckt und durch deren Nieten festgehalten ist. Zur Verbindung mit dem Mönchkolben dienen zwei gusseiserne verrippte Platten *a* (deren eine im Aufrisse weggelassen ist); dieselben sind durch Schraubenbolzen *b* unter einander und durch Keile *k* mit dem Haupt- und dem Gabelgestänge verbunden; die Keile *k* sind ebenfalls zwischen den Winkeleisen

*) Gestänge der Grube Vollmond bei Langendreer im Bochumer District. Ponson, Supplement zum Handbuch des Steinkohlenbergbaues, S. 453.

**) Ebendaselbst.

durchgesteckt. Letztere stehen daher an den Verbindungsstellen um die Dicke der Platte *p* und der Keile *k* von einander ab; die Zwischenräume sind mit Eisenschienen ausgefüllt, deren Dicke gegen die Verlängerung der Haupt- und Gabelgestänge allmälig verläuft, so dass in einiger Entfernung von der Verbindungsstelle die vier Winkeleisen wieder zur unmittelbaren Berührung kommen.

An die Platten *a* schliesst sich unten eine horizontale Flantsche *f*. An dieser ist ein kurzes Zwischenstück *g* und an letzterem erst der Mönchkolben befestigt. Dadurch ist die Abnahme des Mönchkolbens vom Gestänge erleichtert; zu diesem Zweck werden nämlich bei der höchsten Stellung des Gestänges die Schrauben, welche das Rohr *g* mit den Platten *a* verbinden, gelöst, sodann der Kolben gesenkt, das Stück *g* abgenommen und schliesslich der Mönchkolben herausgehoben.

Gestänge mit kastenförmigem Querschnitt. Unter den auf Druck beanspruchten Gestängen sind wegen ihrer grossen Steifigkeit am meisten die Kastengestänge in Anwendung. Der aus Fig. 317 ersichtliche Querschnitt wird gewöhnlich aus zwei Flachschienen und zwei Doppelwinkel- oder U-Eisen zusammengesetzt. So zeigt Fig. 388 das Gestänge der Wasserhebmaschine am Dechenschacht Nr. 3 der Grube Heinitz bei Saarbrücken*), Fig. 412 das der Zeche Louise Tiefbau**); eine abweichende Zusammensetzung besitzt das Gestänge Fig. 399 des Elisabethschachtes bei Wieliczka***), welches aus vier Flachschienen und vier einfachen Winkeleisen besteht.

Der Querschnitt Fig. 401 war von der Burbacher Hütte 1867 in Paris ausgestellt; derselbe zeigt gleiche Biegungsfestigkeit nach zwei Richtungen, scheint jedoch keine Anwendung gefunden zu haben.

Verbindungen der Kastengestänge. Bei dem Gestänge Fig. 388 folgen die Stösse der vier Theile in Abständen von 0·47 Meter auf einander, wie Fig. 384 und 385 zeigen, welche das Ende eines Gestängstückes in zwei Ansichten ohne die zur Verbindung dienenden Theile darstellen. An dem Zusammenstosse je zweier Flachschienen ist aussen eine Platte *p*, Fig. 387 und 388, angelegt und an jedem Ende der Flachschienen durch einen Keil *k* und vier Schrauben befestigt, welche zugleich die Flach- und U-Eisen verbinden. Auf den Stössen der U-Eisen liegen nach Fig. 389 und 388 schmälere, einfach rechteckige Platten *q*, welche nur durch Keile *l* festgehalten sind. Die Keile ziehen die Enden der Gestängtheile fest gegen einander. An den Enden sämmtlicher

*) Hörmann, Wasserhebmaschinen etc., Berlin 1874, S. 34.
**) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd., S. 318.
***) Erfahrungen 1869, S. 11.

Schienen und U-Eisen sind zwei bis drei von den sonst zur Verbindung dienenden Nieten durch Stahlschrauben ersetzt. Die Theile des Gestänges besitzen durchaus die gleiche Stärke von 13 Millimetern. Einen der Keile zeigt Fig. 386.

Soll die Verbindung gleiche Zugfestigkeit mit dem Gestänge besitzen, so müssen die Platten p gleichen Querschnitt mit den Flachschienen besitzen. Einer Verschiebung der Platte p an einem der Gestängenden wirkt ferner die Scheerfestigkeit des einen Keiles und der Befestigungsschrauben entgegen, es muss daher, wenn z die Zahl der letzteren, δ ihren Durchmesser, k den Querschnitt des stählernen Keiles und p den der Platte bedeutet, und wenn man die Scheerfestigkeit der Schrauben und des Keiles gleich $\frac{4}{5}$ der Zugfestigkeit p der Platte setzt,

$$\frac{4}{5}\left(z\frac{\delta^2\pi}{4} + k\right) = q,$$

$$z = \frac{4}{\pi\delta^2}\left(\frac{5}{4}q - k\right)$$

sein; der erhaltene Werth oder der Coëfficient $\frac{5}{4}$ wäre indessen nach der S. 205 zu Formel (74) gemachten Bemerkung zu vergrössern.

Hiermit wäre auch die hinreichende Sicherheit gegen Zerknicken erreicht, weil die Platte p, sowie auch die Verbindungstheile einer Biegung senkrecht zur Ebene von p noch etwas grösseren Widerstand entgegensetzen als die Flachschiene des Gestänges selbst.

Unter der gleichen Voraussetzung müsste ferner die Platte q denselben Querschnitt wie das U-Eisen, der Keil mindestens $^7/_9$ dieses Querschnittes besitzen, was beim vorliegenden Gestänge nicht zutrifft.

Beim Gestänge Fig. 412 befinden sich die Stösse der Theile in derselben Ebene, die Armirung ist eine solidere, wie der Querschnitt Fig. 413 der Verbindung zeigt. Die Verbindungsplatten a, b, c, d übergreifen die Stossfuge der Gestängstücke nach oben und unten gleich weit; die Platten a sind 1·6^{m}, b 0·8, c 0·7 und d 1^{m} lang. Die Verbindung zwischen a und b erfolgt ober dem Stosse durch conische Schrauben, unter demselben durch Nieten, sämmtlich in Abständen von 8^{cm} angebracht. Die Platten d sind durch je zwei Reihen Nieten befestigt, deren Köpfe einerseits (in dem U-Eisen) versenkt sind und 12^{cm} von einander abstehen. Die Platten c endlich sind nur durch die wie in Fig. 386 geformten Keile festgehalten.

Gabelung und Verbindung mit dem Mönchkolben. Die Gabelung wird bei solchen Gestängen nach Fig. 418 und 419 durch beiderseits

mittelst Winkeleisen befestigte Platten *a* hergestellt, welche in der Mitte eine grössere Höhe besitzen, um die Verbindung mit dem Hauptgestänge durch eine entsprechend grössere Zahl Schrauben oder Nieten bewerkstelligen zu können. Zur Verbindung mit dem Mönchkolben dient ein Gusseisenstück *g*, welches die Form einer hohlen Pyramide besitzt, an die sich unten eine Flantsche zur Befestigung des Mönchkolbens, oben ein viereckiger Aufsatz anschliesst, der in die Höhlung des Gestänges eingeschoben und darin durch einen Keil befestigt wird.

Eine Verbindung des Gestängendes mit dem Kolben, welche indessen ebenso auch bei einer Gabelung anwendbar wäre, ist aus den Fig. 420 bis 422*) im Aufrisse, dem Vertical- und Horizontalschnitte ersichtlich. Ein starker schmiedeiserner Bolzen, oben vierkantig, unten rund geformt, greift einerseits in die Höhlung des Gestänges, anderseits in einen am Deckel des Mönchkolbens aufgegossenen und durch Rippen verstärkten Hals, und wird an beiden durch Keile befestigt.

Fangvorrichtungen. Die Fangvorrichtungen für diese Gestänge können in der aus dem Aufrisse Fig. 433 und dem Grundrisse Fig. 434 ersichtlichen Art hergestellt werden. An die Flacheisen des Gestänges sind dabei zwei Platten *p* angelegt, welche nach unten breiter werden. Diese stehen durch Winkeleisen mit zwei dicken schmiedeisernen Schienen *s* in Verbindung, welche sich auf das Fanglager aufsetzen. Die Platten *p* sind noch an den einander gegenüberstehenden Seiten durch Winkeleisen *w* (im Grundrisse weggelassen) versteift, welche an den Rändern herablaufen.

Führungen. Am Elisabethschacht in Wieliczka greifen die durch Nieten verbundenen Flantschen des Gestänges in Einschnitte von eisernen Lagern, welche auf Einstrichen befestigt sind. Wegen der Nietköpfe kann jedoch dieses Eingreifen nur auf eine geringe Tiefe stattfinden.

In der Regel werden die Führungen der Kastengestänge mittelst Schleifbrettern hergestellt. Fig. 417**) gibt ein Beispiel für deren Befestigung. An den U-Eisen sind Futterhölzer angeschraubt und an diesen, sowie an den Flacheisen Schleifbretter, alles aus Eichenholz, befestigt. Auch an den Einstrichen *e* befinden sich Schleifbretter *b*.

Andere Construction der Kastengestänge. Den Uebergang zu den I-förmigen Gestängen bildet das durch Fig. 408 bis 411 dargestellte Gestänge der doppeltwirkenden Maschine am Franz-Josefschacht in Buschtiehrad***), indem die beiden U-Eisen auf einen geringen Abstand zusammen-

*) Uhland's Maschinen-Constructeur 1876, 13. Heft, S. 243; 12. Heft, S. 223.

**) Civilingenieur 1876, 3. u. 4. Heft, S. 178.

***) Mitgetheilt vom dortigen Director Bergrath Hutzelmann.

gerückt sind. Fig. 411 ist der Querschnitt des Gestänges, 410 der Querschnitt der Verbindung. Die U-Eisen stossen bei *a*, Fig. 408 und 409, die Flacheisen bei *b* zusammen; zur Verbindung dienen zwei aussen an die Flachschienen gelegte Platten *p* und eine dritte stärkere, welche den Zwischenraum der U-Eisen auf die Länge *mn*, Fig. 408, ausfüllt. Die drei Platten sind mit dem unteren Gestängstück durch conische Schrauben, mit dem oberen durch Nieten verbunden. In den Figuren sind sämmtliche auf den Plattenflächen sichtbare Niet- und Schraubenlöcher angedeutet. Von den Platten *p* an auf- und abwärts sind die zur Verbindung der Flach- und U-Eisen jedes Gestängstückes unter sich dienenden Nieten im Zickzack und in grösseren Abständen angebracht.

Das ganze Gestänge besteht aus 4 Theilen, deren Querschnitte von oben gegen unten abnehmen; die gegebene Zeichnung bezieht sich auf das zweite Gestängstück, von oben gegen unten gezählt. Das vierte Gestängstück, Fig. 423 und 424, weicht in der Querschnittsform dadurch von den übrigen ab, dass die Flachschienen durch abwechselnd vorn und rückwärts angelegte, unter 60° geneigte Platten *q* ersetzt sind. Die Verbindungen sind blos durch Mittelschienen hergestellt, wie Fig. 425 im Querschnitte zeigt.

Doppelgestänge mit kastenförmigem Querschnitt. Am Tuhonschacht bei Kladno ist die Woolf'sche Maschine mit ober einander stehenden Cylindern mit einem Doppelgestänge von kastenförmigem Querschnitt ausgestattet. Die Axen der beiden Gestänge sind 1·4 m von einander entfernt und letztere in Abständen von circa 20 m durch beiderseits angenietete 1 m hohe Platten verbunden. Die Verbindung mit der Kolbenstange erfolgt durch eine schmiedeiserne, mit den Pumpenkolben durch gusseiserne Traversen.

Gestänge mit I-förmigem Querschnitt. Fig. 414 bis 416 zeigen das Gestänge der Zeche Humboldt*) im District Dortmund. In Fig. 416 ist der normale Querschnitt des Gestänges dargestellt, welches aus 4 Reihen Flachschienen von 2·6 Cm. Stärke und 11 Meter Länge besteht, welche durch 4 Winkeleisen und Nieten von 2 Cm. Stärke, die in Abständen von 25 Cm. auf einander folgen, verbunden sind. Die Stösse der 4 Flachschienen befinden sich an derselben Stelle, in Fig. 414 bei *a*; die Verbindung erfolgt durch die Laschen ll_1, Schrauben und Keile. Die Führungen sind in 32 Metern Abstand angebracht.

Vom Maschinenmeister Schönemann wurde in Louisenthal bei Saarbrücken das durch Fig. 432 im Querschnitt dargestellte Gestänge

*) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd., S. 317.

ausgeführt. Die Biegungsfestigkeit ist dabei nach der einen Richtung bedeutend kleiner als nach der anderen.

Man kann auch einfach gewalzte I-Eisen benützen, welche sich indessen bei den vorkommenden Querschnittsformen in Bezug auf Biegung durch Druck nach den zwei auf einander senkrechten Richtungen sehr verschieden verhalten. Gabelung und Verbindung mit dem Mönchkolben lassen sich dann wie bei gleichgeformten für Zug allein bestimmten Gestängen nach Fig. 474 bis 477 herstellen, nur sind statt der runden ebenfalls I-förmige Gabelstangen zu verwenden und auf gleiche Art mit den Platten *p* zu verbinden wie das Hauptgestänge selbst.

Gestänge aus Flacheisen. Fig. 426 und 427 zeigen das Gestänge der doppeltwirkenden Woolf'schen Maschine des Ferdinandschachtes in Buschtiehrad*), welches der Hauptsache nach aus Flachschienen zusammengesetzt ist. Die Gestängstücke zwischen den einzelnen Verbindungen bestehen abwechselnd nach Fig. 428 aus 4 Schienen von 16 und nach Fig. 429 aus 5 Schienen von 13 Mm. Stärke; nebstdem laufen an zwei gegenüberliegenden Seiten des Gestänges nach dessen ganzer Länge zwei U-Eisen, gleichfalls von 13 Mm. Stärke fort. Die Breite der Schienen beträgt 262 Mm. Dieselben sind durch Schrauben *a* verbunden und durch ringförmige, diese Schrauben umgebende Scheiben in dem gehörigen Abstand erhalten.

An der Verbindungsstelle greifen die Schienenenden zwischen einander ein, so dass hier der Gestängquerschnitt ganz massiv ist; sie werden durch die Bolzen *b* zusammengehalten. Die U-Eisen stossen bei *c* zusammen, und die dadurch sich ergebende Querschnittsverminderung des Gestänges wird durch die Platten *p* ersetzt, welche im unteren Theile durch die Schrauben *b*, im oberen durch Nieten *n* mit versenkten Köpfen an den U-Eisen befestigt sind.

Gestänge mit abnehmendem Querschnitt. Bei solchen sind am Zusammenstosse der verschiedenen Querschnitt besitzenden Theile Uebergangsverbindungen nothwendig; innerhalb dieser Verbindungen wird der Querschnitt des schwächeren Gestängtheiles durch Beilagen auf den des stärkeren Theiles ergänzt, so dass die Laschen u. s. w. überall dicht anliegen.

So z. B. zeigen Fig. 444 und 445 die Verbindung, welche den Uebergang von der zweiten zur dritten Abtheilung des auf S. 209 beschriebenen Gestänges Fig. 408 bis 411 vermittelt. Die Stösse der Flach- und U-Eisen sind dabei wie bei den sonstigen Verbindungen dieses Gestänges etwas gegen einander versetzt. Die untersten Flachschienen

*) Nach freundlicher Mittheilung des dortigen Directors Bergrath Hutzelmann.

der zweiten Abtheilung sind, wie Fig. 444 andeutet, von 200 auf 160 Millimeter Breite verjüngt, welche letztere Breite die Verbindungsplatten und die weiter unten folgenden Flachschienen besitzen. Ferner sind die untersten, in Fig. 444 punktirt angedeuteten U-Eisen etwas zusammengebogen, so dass sich ihr Abstand von 31 auf 27 Mm. verjüngt, entsprechend der Dicke der zwischengelegten Verbindungsplatte und dem Abstande der weiter unten folgenden U-Eisen.

Nach Fig. 445 beträgt die Breite der U-Eisen im oberen Theil 151, im unteren 153 Mm., die Dicke der Flachschienen beziehungsweise 9 und 6 Mm.; es ergibt sich daher beiderseits zwischen den Verbindungslaschen *l* und den Flachschienen des unteren Gestängstückes ein Abstand von 2 Mm., der durch eine Beilage ausgefüllt ist. Die Verbindungsstelle bei *A* ist durch Fig. 446 in halber Naturgrösse dargestellt. Man ersieht, dass nur auf geringe Länge ein Raum von 1 Mm. Breite offen bleibt, der übrigens auch durch ein Blechstück ausgefüllt werden kann.

Röhrengestänge. Diese Gestängform wurde zuerst von Petit*) vorgeschlagen. Die einzelnen Stücke, circa 10^{m} lang, sollen aus je zwei Halbcylindern bestehen, deren Ränder umgebogen sind, so dass sie zusammengelegt Flantschen bilden, welche an zwei gegenüberstehenden Seiten des Rohres nach dessen Länge fortlaufen und durch Nieten verbunden werden. Um zwei Gestängstücke unter einander zu verbinden, sollen an deren Enden Flantschen, aus Winkeleisen hergestellt, festgenietet werden. Oder es sind zu diesem Zwecke Muffen zu verwenden, welche stets an dem neu aufzusteckenden Rohr festgenietet sind und sodann mit dem anstossenden Rohre durch Nieten oder Schrauben verbunden werden, welche durch eine im Rohre und im Muff gelassene Oeffnung von hinreichender Grösse eingebracht werden. Die Enden der Schrauben sind sodann auf den Muttern zu vernieten, um die Losdrehung der letzteren zu hindern.

Zur Verbindung mit den Gabelgestängen dienen Muffe, welche auf die Enden dieser, sowie des Hauptgestänges aufgeschoben sind, und Blechplatten, welche die drei Rohre an zwei gegenüberstehenden Seiten tangiren.

Aehnlich hat man auch Gestänge mit 4 der Länge nach fortlaufenden Flantschen, also aus 4 Theilen zusammengesetzt, projectirt.

Ein Röhrengestänge wurde bei einer von Hoppe erbauten Wasserhebmaschine auf der Ferdinandsgrube bei Kattowitz zur Ausführung ge-

*) Ponson's Handbuch des Steinkohlenbergbaues, Supplement, 1867, S. 459.

bracht*), dessen Kosten sich ungefähr um $^1/_{10}$ geringer stellen sollen als die eines kastenförmigen. Dasselbe besteht aus 12·5 ^{m} langen, aus Blechtafeln wie Dampfkessel zusammengesetzten Stücken, bei welchen die Längsnähte mit einfacher, die Quernähte mit doppelter Vernietung versehen sind. Der Durchmesser beträgt 0·39 ^{m} im Lichten, die Wandstärke 2 Cm.

Den Querschnitt dieses Gestänges zeigt Fig. 431. Behufs Verbindung der 12·5 langen Stücke sind an jedem derselben unten nach Fig. 430 zwei Muffe *m*, einer innen, der andere aussen, durch doppelte Vernietung befestigt; in den Zwischenraum derselben greift der Obertheil des nächstfolgenden Stückes und wird durch 12 Schraubenkeile *k* festgezogen. Die Verbindung mit dem Mönchkolben erfolgt durch ein angenietetes gusseisernes Zwischenstück, die Gestänge sind innen gebeizt und zur Verhütung des Rostens mit Mennige bestrichen, ferner alle Fugen gegen das Eindringen von Wasser gedichtet.

Auf der Karsten-Centrumgrube ist ein Rohrgestänge von 0·6 ^{m} lichter Weite und 18 Mm. Wandstärke eingebaut.

Man kann auch gezogene Röhren wie bei Pumpen ohne Gestänge verwenden.

Die Vernietung der Längsnähte des Gestänges ist nach S. 203 auszuführen, die der Quernähte dagegen nach den allgemeinen für eine Vernietung, welche keine Verschiebung gestatten soll, giltigen Regeln. Für doppelte Vernietung, d. h. für eine solche mit zwei ringsherum laufenden Reihen von Nieten, hat man demnach

$$\frac{e}{d_1} = \frac{\delta}{d_1}\left(1{\cdot}12\,\frac{\delta}{d_1} + 1\right),$$

$$\varphi = \frac{1}{1 + 0{\cdot}9\,\dfrac{d_1}{\delta}},$$

worin e die Entfernung je zweier Nieten einer Reihe, δ deren Durchmesser, d_1 die Blechdicke und φ das Verhältniss der Festigkeit der Vernietung zu der des Bleches bedeuten. Damit φ nicht zu klein wird, ist es zweckmässig,

$$\frac{\delta}{d_1} = 2$$

zu nehmen, und hiermit wird

$$e = 6{\cdot}5\,\delta,\ \varphi = 0{\cdot}69,$$

es ist also die Schwächung durch die Vernietung noch immer bedeutend

*) Zeitschrift deutscher Ing. 1871, 15. B., S. 594; Hörmann, die neuen Wasserhaltungsmaschinen etc., Berlin 1874, S. 82.

grösser, als sie durch Nieten, Keile u. s. w. bei anderen Gestängformen hervorgebracht wird.

Nach obiger Regel ist auch die Vernietung an der Gestänge-Verbindung auszuführen; da dieselbe auf der Annahme beruht, dass die von den Nieten hervorgerufene Reibung ebenso gross sein solle, als die Spannung des zwischen den Nietlöchern befindlichen Bleches an der Elasticitätsgrenze, so ist hiermit auch genügende Sicherung gegen Biegung durch Druck erreicht, da die Reibung und die Spannung im Gestänge nahe in gleicher Entfernung von der neutralen Axe wirken.

Bezüglich der Keile ist zu bemerken, dass dieselben durch ihre Scheerfestigkeit wirken, welche $^4/_5$ der Zugfestigkeit beträgt; dabei kann man der Sicherheit wegen annehmen, dass das Abscheeren nach der in Fig. 430 punktirten Fläche, also nur in einem Querschnitte stattfinde. Ist daher e_1 die Entfernung der Keile, δ_1 die Dicke eines derselben und h seine Höhe sammt Beilage, so muss für gleiche Anspruchnahme der Keile und des zwischen denselben liegenden Bleches

$$\delta_1 h = \frac{5}{4}\left(e_1 - \delta_1\right) d_1$$

sein; hieraus folgt

$$\frac{e_1}{d_1} = \frac{\delta_1}{d_1}\left(0{\cdot}8\,\frac{h}{d_1} + 1\right),$$

worin δ_1 und h proportional zu d_1 zu wählen sind; so z. B. wird für

$$\frac{h}{d_1} = 4{\cdot}5 \text{ und } \frac{\delta_1}{d_1} = 1{\cdot}2$$

$$\frac{e_1}{d_1} = 5{\cdot}52,$$

mithin ist das Gestänge zwischen den Keilen

$$\frac{5{\cdot}52 - 1{\cdot}2}{5{\cdot}52} = 0{\cdot}78 \text{ mal}$$

so fest als in den übrigen Theilen, und die Schwächung durch die Keile geringer als durch die Nieten.

Führungen und Fangvorrichtungen können in derselben Art ausgeführt werden wie bei den beweglichen Steigröhren der im folgenden Abschnitte behandelten Pumpen ohne Gestänge.

Eisengestänge für Zug allein.

Diese kommen in denselben Fällen zur Anwendung, welche S. 199 für Holzgestänge angegeben wurden.

Der Querschnitt der Gestänge für blossen Zug ist rund, quadratisch

oder rechteckig. Rundeisen sind häufiger verwendet als Quadrateisen, beide sind gewalzt nur in beschränkten Dimensionen zu erhalten; bei grossen Dimensionen kann man daher Flacheisen anwenden und das Gestänge aus mehreren Reihen von Schienen zusammensetzen. Endlich kommt auch der Iförmige Querschnitt vor.

Die Länge der Schienen steigt bis auf 10 oder 12 Meter. Die Führungen werden in 6 bis 10 Metern Abstand angeordnet. Die Verbindungen führen den Namen Schlösser oder Gestängschlösser.

Hubpumpengestänge werden aus Rund- oder Quadrateisen gefertigt und mittelst Krumms am Hauptgestänge befestigt.

Gestänge aus Rundeisen, Verbindung mit Zahnschloss. Eine der ältesten Verbindungen ist das Zahnschloss Fig. 438; bei derselben wird der Zug direct von dem einen an das andere Gestängstück übertragen. Die Enden greifen nämlich mit Vorsprüngen in einander und werden durch Ringe *r*, die sich mittelst Keil anziehen lassen, zusammengehalten. In der Figur ist ein quadratisches Gestänge angenommen; die Verbindung kommt auch bei Rundgestängen vor und zeigt nur den Nachtheil, dass die Zähne schwer ganz genau zusammenzupassen sind.

Verbindung mit Anlegschienen oder Muffen. Bei dem Gestänge der Adalbertschachter Wasserhebmaschine*), sowie an mehreren anderen Orten sind nach Fig. 440 und 441 in die am Ende gespaltenen Rundstangen Platten eingeschweisst und durch Laschen und Keile mit Vorsteckstiften verbunden.

Nach Fig. 448 und 449 sind die Enden der Rundstangen vierkantig ausgeschmiedet und durch beiderseits angelegte Laschen und Schrauben verbunden.

Nach Fig. 436 und 437 ist ein Muff angelegt, aus zwei Theilen bestehend, welche die verstärkten Gestängenden umfassen und durch Schrauben verbunden werden. In Fig. 435 besitzt der zweitheilige gusseiserne Muff die Kegelform und wird durch einen aussen aufgetriebenen schmiedeisernen Ring befestigt.

Bei allen diesen Verbindungen können die Gestängenden nicht gegen einander festgezogen werden, was hier, wo nur ein Zug vorkommt, allerdings weniger wesentlich, doch zur Verhütung des Lockerwerdens, namentlich bei starkem Zuge stets vortheilhaft ist.

Verbindung durch einen Muff und Keile. Diese zeigt Fig. 439; auf die zusammenstossenden Stangen wird ein Muff geschoben und an jedem Stangenende durch einen Keil befestigt. Der Querschnitt des schmiedeisernen Muffes ist mindestens dem des Gestänges gleich zu

*) Erfahrungen 1862, S. 5.

machen, die Scheerfestigkeit des am besten aus Stahl herzustellenden Keiles muss der Zugfestigkeit des den Keil umgebenden Gestängquerschnittes gleichkommen. Sind also δ und h Dicke und Höhe des Keiles, d der Gestängedurchmesser, so muss mit Rücksicht auf die erwähnten Festigkeiten

$$2\,\delta\,h = \frac{7}{9}\left(\frac{d^2\pi}{4} - d\,\delta\right),$$

$$\frac{h}{\delta} = 0{\cdot}4\,\frac{d}{\delta}\left(0{\cdot}785\,\frac{d}{\delta} - 1\right)$$

sein, worin das Verhältniss von δ zu d zu wählen ist; ferner ergibt sich das Verhältniss der Festigkeit der Verbindung zu der des Gestänges

$$\varphi = \frac{\frac{d^2\pi}{4} - d\delta}{\frac{d^2\pi}{4}} = 1 - 1{\cdot}27\,\frac{\delta}{d}.$$

Es ist daher vortheilhaft, δ möglichst klein zu nehmen, damit φ gross wird, nur darf h gegen δ nicht zu gross werden. Es wird

für $\frac{\delta}{d}$ =	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{6}$
$\frac{h}{\delta}$ =	1·6	3·4	5·8	8·4
φ =	0·58	0·68	0·75	0·79

Auf diese Schwächung wäre eventuell bei Bemessung des Gestängquerschnittes Rücksicht zu nehmen. Man kann, wie später angegeben, auch zwei Keile ober einander an jedem Gestängende anbringen; dadurch reducirt sich $\frac{h}{\delta}$ auf die Hälfte des obigen Werthes, während φ ungeändert bleibt. Für diese Einrichtung sind die kleineren Werthe von $\frac{\delta}{d}$ passend. Will man die Schwächung des Querschnittes gänzlich vermeiden, so bringt man an den Enden der Gestängstücke Verstärkungen an, wodurch allerdings die Herstellung kostspieliger wird. Eine solche Construction zeigt Fig. 447; bei derselben sind die Gestängenden in der Hülse durch je zwei Paar Gegenkeile befestigt, die wieder mittelst kleinerer Keile angezogen werden.

Verbindung mit Muff und Keilen zwischen den Gestängenden. Nach Fig. 442 und 443 dient zur Verbindung ein schmiedeiserner Muff aus zwei Theilen, welche in einer Verticalebene zusammenstossen. Die

Gestängenden sind verstärkt und werden durch einen mittelst Schraubenmutter anzuziehenden Keil aus einander getrieben, der zugleich beide Theile des Muffes zusammenhält. An entgegengesetzten Seiten der Ansätze des Gestänges sind flache Vertiefungen ausgedreht, damit die entstehende ringförmige Kante sich allseitig dicht an den Muff anschliesst. *)

Nach Fig. 450 und 451 ist ein Muff aus Gusseisen in Verwendung, welches Material eine billigere Herstellung gestattet, doch geringere Sicherheit gewährt; das Eigenthümliche dabei ist, dass der Muff aus einem Stück besteht. Die Verstärkungen an den Gestängenden haben, sowie die Oeffnungen des Muffes eine längliche Form; nachdem der Muff über die Verbindung gezogen ist, wird derselbe um 90° gedreht und hierauf der Keil durchgesteckt und angezogen. **)

Verbindung mit Anziehmuffen. In neuerer Zeit hat die patentirte Verbindung Fig. 454 und 455 ***) viel Verbreitung gefunden. Die Gestängenden sind conisch geformt und in zwei gusseiserne zweitheilige Büchsen *a* eingepasst, welche durch Schrauben gegen einander gezogen werden. Die Schrauben liegen in Einschnitten an den Flantschen der Büchsen *a*, welche mit heiss aufgezogenen Schmiedeisenringen umgeben sind.

Eine Modification der Construction zeigen Fig. 456 bis 458. †) Die verstärkten Gestängenden *e* sind in eine schmiedeiserne Büchse *f* eingeschlossen, deren zwei in einer Verticalebene zusammenstossende Theile durch aufgesteckte Ringe *r* und Bolzen *b* verbunden werden. Ein in der Mitte befindlicher flacher Keil *k* treibt die Verstärkungen der Gestängenden fest gegen die Absätze an der Innenseite der Büchse *f*.

Nach Fig. 469 endlich besteht die schmiedeiserne Büchse *f* wieder aus zwei in einer Verticalebene zusammenstossenden Theilen, und sind zwei gusseiserne Muffe *r* aufgesteckt, welche durch sechs Schrauben *b* angezogen werden, was ein Andrücken der Hülsenhälften *f* gegen die Gestängenden zur Folge hat. Passen die Theile streng aneinander, so ist wieder einer Lockerung vorgebeugt, obwohl beide Gestängenden nicht wie früher direct in der Richtung ihrer Längenaxe gespannt werden.

Führung für Rundgestänge. Die Führung kann durch zwei Einstriche mit zwei Querhölzern erfolgen, in welchen halbrunde Aus-

*) Diese Schlösser sind patentirt von der Gute Hoffnungshütte. Vergl. Zeitschr. deutscher Ing. 1878, 1. Heft, S. 11.

**) Die Zeichnung dieser in Herrn Bolzano's Fabrik in Schlan ausgeführten Verbindungen erhielt der Verfasser durch Herrn Bergrath Hutzelmann in Buschtiehrad.

***) Erfahrungen 1871, S. 17.

†) Preuss. Zeitschrift 1875, 23. Bd., S. 100; 1876, 24. Bd., S. 156.

schnitte angebracht sind, so dass, wenn man die Querhölzer dicht zusammenlegt, eine runde Oeffnung für das Gestänge bleibt.

Eine eiserne Führung zeigen Fig. 470 im Verticalschnitt, 472 im Querschnitte und 471 im Grundriss. Das Führungsstück ruht auf zwei Einstrichen und ist, um leicht entfernt werden zu können, aus zwei Theilen zusammengesetzt, welche durch die Schrauben *a* verbunden sind; Einlegscheiben hindern die gegenseitige Verschiebung beider Theile. Das Lager besitzt die Form einer Stopfbüchse, deren Deckel *b* nachgezogen werden kann. Auch der letztere, dessen Oberansicht Fig. 473 darstellt, ist zweitheilig; die Verbindung der beiden Theile erfolgt durch zwei darauf festgeschraubte Scheiben *s* in Form von halben Ringen, deren Stossflächen gegen die des Stopfbüchsendeckels selbst um 90 Grad verstellt sind. Entfernt man daher die Scheiben *s*, so kann der Deckel und sonach das Lager selbst abgenommen werden.

Bei Hubpumpen-Gestängen kann die Führung wie bei solchen aus Holz hergestellt werden (s. S. 200).

Fangvorrichtung. Nach Fig. 461 und 462 ist der Fangapparat für ein Rundgestänge aus einer mit zwei Flügeln versehenen Hülse hergestellt, welche durch einen Keil am Gestänge befestigt wird.

Erfolgt die Gestängeverbindung durch Keile, so kann der untere von diesen Keilen, welcher dann grössere Dimensionen erfordert, zum Auffangen des Gestänges benützt werden; an letzteres ist dabei jedenfalls ein Kopf von grösserer Stärke für den Fangkeil anzuschliessen. Auch kann man dem zur Verbindung dienenden Muff unten eine starke Flantsche geben, welche sich auf das Fanglager aufsetzt.

Verbindung mit dem Mönchkolben. Die Gabelung und Verbindung mit dem Mönchkolben findet man auf die in Fig. 459 dargestellte Art ausgeführt: in der schmiedeisernen Traverse *t* sind durch Keile das untere Gestängende und andererseits die Stange *a* befestigt, welche den Mönchkolben *m* trägt; dieser besitzt die Form Fig. 367. An die Enden der Traverse schliessen sich die Gabelstangen, welche unten durch eine zweite Traverse mit der Fortsetzung des Hauptgestänges in Verbindung stehen.

Bei grösserer Belastung müssen die Traversen und die Verbindung mit dem Mönchkolben solider hergestellt werden. So kann eine gusseiserne Traverse die Form *t*, Fig. 452 und 453 *), erhalten. Das Gestängende besitzt unten einen Bund *b* und wird durch zwei Paar Gegenkeile *k* angezogen, welche die schmiedeiserne Büchse *h* gegen *t* drücken. Die Gabelstangen zeigen unten ebenfalls Verstärkungen, die mittelst

*) Preuss. Zeitschrift 1863, 11. B., S. 258.

Keile l und Hülsen h_1 angezogen sind. Im Horizontalschnitt Fig. 453 erscheint die zur Befestigung des Mönchkolbens dienende Platte p. Aehnlich ist die untere Traverse ausgeführt, nur fehlt dort die Platte p. Die Hülsen hh_1 könnten wohl auch wegbleiben und die Keile durch die Traverse t selbst gesteckt werden.

Noch eine Verbindungsart zeigt Fig. 463 im Querschnitte und 464 im Längenschnitte*); es sind dabei gusseiserne Traversen t in Anwendung, in deren Höhlung der Obertheil des Mönchkolbens m greift. Das plattenförmig hergestellte Gestängende e ist in einen Schlitz des Mönchkolbens versenkt und durch einen Keil gehalten. Die untere Traverse besitzt gleiche Form; die Gabelstangen gg werden durch Muttern befestigt, welche eine genaue Stellung gestatten. An beiden Traversen sind noch Backen b angegossen, mittelst deren die Traversen an zwei mit Eisen bekleideten Leithölzern h geführt werden.

Gestänge aus Quadrateisen. Die Verbindungen solcher Gestänge werden mittelst Zahnschloss, Fig. 438, oder auf die aus Fig. 448 und 449 ersichtliche Art hergestellt; nebstdem wären noch einige andere von den für Rundeisen angegebenen Constructionen verwendbar. Als Fangvorrichtung wurden in einem Falle direct an das Gestänge angeschweisste Backen b, Fig. 491, angewendet. Die Führung kann mittelst gusseiserner zweitheiliger Lager stattfinden, deren beide Theile in der Verlängerung einer Diagonale des quadratischen Querschnittes zusammenstossen.

Gestänge aus Flacheisen. Diese bestehen bei kleinerem Querschnitte aus einer, bei grösserem aus mehreren Reihen von Schienen. Im ersten Falle ist die Verbindung am einfachsten nach Fig. 440 und 441 herzustellen, wobei die Enden der Flachschienen keinen anderen Querschnitt als der mittlere Theil erfordern. Die Köpfe der Befestigungskeile werden auch an die entgegengesetzten Seiten des Gestänges gestellt und statt der Vorsteckstifte kleine Keile angebracht, welche zum Festziehen der grossen dienen. Wenn die Breite der Schienen im Verhältniss zur Dicke gross ist, so wird das Gestänge durch die Verbindungskeile weniger geschwächt.

Als Fangeisen dient nach Fig. 499 eine hochkantig gestellte Schiene f, welche den unteren Keil einer Gestängeverbindung ersetzt und durch zwei kleine Keile a festgehalten wird.

Ein Gestänge aus vier Reihen von Flachschienen kam zu Huelgoat in Verwendung. Als Beispiel für die Einrichtung eines solchen Gestänges soll hier das der älteren Přibramer Fahrkunst angeführt werden,

*) Erfahrungen 1862, S. 5.

dessen Verbindungen Fig. 486 und 487 denen des Huelgoater ähnlich sind. An die rund geformten und durchlochten Gestängenden sind beiderseits Platten *p*, zwischen dieselben eine dritte Platte eingelegt und vier Bolzen durchgesteckt, welche beiderseits Vorlegscheiben und Stifte besitzen, so dass jede Schiene des Gestänges leicht herausgenommen werden kann. Als Fangeisen dienen Platten von der in Fig. 499 angedeuteten Form *f*, welche zwischen den schmalen, einander gegenüberstehenden Flächen der Schienen durchgesteckt und oben mit Ausschnitten versehen sind, in welche die Platten *p*, Fig. 486, eingreifen. Die Fangeisen sind durch die Befestigungstheile für die unmittelbar darunter befindlichen Führungen unterstützt.

Den Querschnitt des Gestänges innerhalb der Führung zeigt Fig. 490; an den Bolzen *a* der Gestängeverbindung sind Brettstücke aufgesteckt und an diesen die vier Schleifbretter *b* festgenagelt. Ausserhalb der Verbindungen sind nach Fig. 484 die Einlagen *ee* zwischen den Gestängschienen und ausserhalb derselben angebracht, welche die Schleifbretter *bb* in dem gehörigen Abstand erhalten. Da der Hub grösser ist als die Länge der Gestängschienen, so fällt jedenfalls eine Gestängverbindung noch in die Führung.

Gestänge aus I-Eisen. Diese Form wurde von Hrn. Sauer in Ostrau mehrfach angewendet und als zweckmässig befunden. Fig. 460 zeigt einen solchen Querschnitt; die Verbindungen können mittelst Laschen ausgeführt werden.

Die von Hrn. Sauer angewendete Gabelung und Verbindung mit dem Mönchkolben zeigen Fig. 474 bis 477. Mit dem Gestänge *g* sind zwei Blechplatten *p* und mit diesen durch gusseiserne Einlagstücke *e*, welche Fig. 477 in der Seitenansicht darstellt, und Keile die runden Gabelstangen *f* verbunden. Behufs Anschluss des Mönchkolbens sind an die Mittelrippe des I-Eisens beiderseits Schmiedeisenplatten *q* befestigt und diese durch Schrauben mit dem Gusseisenstück *h* verbunden, dessen obere Platte viereckig, die untere rund ist und mit der oberen Flantsche des Mönchkolbens verschraubt wird.

Doppelgestänge aus Eisen. Bei der Wasserhebmaschine für den Tiefbau der Steinbrüche bei Rüdersdorf*) ist das nur auf Zug in Anspruch genommene Gestänge, aus zwei in circa $0{\cdot}5^{m}$ Abstand parallel neben einander fortlaufenden Strängen von einfachen U-Eisen hergestellt. Die Gestängeverbindungen sind in der aus Fig. 465 und 466 ersichtlichen Art ausgeführt, so dass die Seitenränder der beiden U-Eisen abwechselnd entgegengesetzt gerichtet sind. Die beiden Theile des nur

*) Hörmann, die Wasserhebmaschinen etc.

circa 50 m langen Gestänges stehen übrigens durch die Befestigungsstücke für die zur Bewegung dienende Lenkstange und für die Mönchkolben der beiden Pumpen in Verbindung. Bei den Führungen sind dieselben mit Schleifbrettern bekleidet, die zwei Fanglager, hölzerne Einstriche, sind zwischen beiden Gestänghälften durchgesteckt und ober denselben in den Raum zwischen den Gestängen Fanghölzer eingesetzt und verschraubt.

Diese eigenthümliche Gestängeform erleichtert die Befestigung der Mönchkolben. Hierzu dient bei dem Kolben einer höher gelegenen kleineren Pumpe der aus Fig. 467 und 468 ersichtliche gusseiserne Rahmen *r*, der mit den Gestänghälften verschraubt ist. Zur Verstärkung sind in die Höhlung der U-Eisen an der betreffenden Stelle Flachschienen *a* eingelegt und durch die Verbindungsschrauben festgehalten. Bei der grösseren Pumpe ist nach den Fig. 478 bis 480, welche einen Horizontal- und zwei Verticalschnitte darstellen, auf den Mönchkolben das Verbindungsstück *n* aufgesetzt, welches I-förmigen Querschnitt besitzt, oben in eine viereckige und unten in eine runde von zwei Oeffnungen durchbrochene Platte übergeht. Die Verbindung mit den beiden auch hier durch Flachschienen *a* verstärkten Gestängtheilen *b* erfolgt durch vier Paar Gegenkeile *k* und Schrauben.

Ein anderes Doppelgestänge zeigt Fig. 482; dessen Construction ist aus der Zeichnung vollkommen deutlich. Dasselbe ist u. A. ausgeführt auf dem Schacht No. 4 bei Charleroi*), dann bei einer Wasserhebmaschine in Kladno.**)

Gusseisen-Gestänge. Von Freudenberg auf Scharley-Grube wurde ein gusseisernes Gestänge mit I-förmigem Querschnitte ausgeführt, bei welchem die beiden äusseren Flachseiten mit Schmiedeisenschienen bekleidet sind, die den Zug beim Aufgange aushalten, während dass Gusseisen vorzüglich als Belastung wirkt.

Gussstahlgestänge. Am Schachte Prosper der Grube Maximilian bei Borbeck wurde der oberste Theil des Gestänges aus Gussstahl mit rundem Querschnitte von 13 cm Durchmesser hergestellt.***) Die Verbindungen sind dabei nach Fig. 447, die Führungen nach Fig. 470 bis 473, die Fangvorrichtung nach Fig. 461, die Gabelung und Verbindung mit dem Mönchkolben nach Fig. 452 und 453 ausgeführt (s. oben, runde Gestänge aus Schmiedeisen). Desgleichen wurde am Mellinschachte der

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1872, 2. Reihe, 1. Bd., S. 601.

**) Burat, Cours d'exploitation des mines, Taf. 53.

***) Preuss. Zeitschrift 1863, 11. Bd., S. 258; Burat, Supplement au Materiel des houillères.

Grube Duttweiler-Jägersfreude bei Saarbrücken ein Gussstahlgestänge eingebaut.

Man hat dieses Material aus dem Grunde angewendet, weil man von demselben einen grösseren Widerstand gegen den Angriff der sauren Wässer erwartete, als vom Schmiedeisen; da sich diese Absicht nicht erfüllte und überdies solche Gestänge sehr kostspielig sind, so haben sie keine weitere Verbreitung gefunden.

Drahtseilgestänge. Bei der Zweckmässigkeit der Drahtseile für Kraftübertragungen der verschiedensten Art musste man nothwendig darauf verfallen, dieselben auch als Pumpengestänge zu benützen.

Da die Drahtseile gar keinen Druck zu übertragen vermögen, so muss bei Anwendung für eine Druckpumpe der Mönchkolben der letzteren so weit belastet sein, dass der Niedergang durch diese Belastung und durch das Gewicht des Mönchkolbens allein erfolgt; bei Hubpumpen ist eine steife Kolbenstange, ebenfalls mit Belastung, und mit einer Geradführung nothwendig. Ferner muss die Verbindung mit der Kraftmaschine eine derartige sein, dass der obere Befestigungspunkt des Seiles sich höher stellen lässt, um bei der unvermeidlichen Dehnung desselben den Kolben stets in der richtigen Stellung zu erhalten.

Die erste Anwendung von Drahtseilen fand in geneigten Strecken statt (s. Gestänge für solche Strecken). Für einen saigeren Schacht wurde ein Drahtseilgestänge von Schell am Oberharz in versuchsweise Anwendung gebracht*), welches anfangs guten Erfolg versprach. Allein das Gestänge bewährte sich nicht, wahrscheinlich weil die wechselnde Anspannung und Entlastung eine Lockerung der Windungen hervorbringt, daher das Seil nur geringe Dauer zeigte und wieder abgeworfen wurde.

Von Vivian**) wurde ein Drahtseilgestänge patentirt, es ist jedoch darüber nichts Näheres bekannt geworden.

Neuerer Zeit kam beim Abteufen des Ernst-Schachtes im Mannsfeld'schen ein Drahtseilgestänge zur Benützung***), aus zwei neben einander fortlaufenden Seilen von $3{\cdot}6^{cm}$ Durchmesser und circa 170^{m} Länge bestehend, welches zum Betriebe einer Hubpumpe von $0{\cdot}63^{m}$ Durchmesser und $1{\cdot}26^{m}$ Hub diente. Die Pumpe ist vorwaltend Saugpumpe, der Kolben spielt nahe unter dem Ausgusse. Die steife hölzerne Kolbenstange ist mit einem 6^{m} langen, aus eisernen Schienen gebildeten und oberhalb der Pumpe situirten Belastungsgewichte von 1500 Kil. ver-

*) Hartmann's berg- u. hüttenm. Ztg. 1855, 14. Bd., S. 217; 1857, 16. Bd., S. 217.

**) Dingler's polyt. Journal 1870, 195. Bd., S. 289.

***) Preuss. Zeitschrift 1872, 20. Bd., S. 119.

bunden, welches eine Führung besitzt und einen Theil des Gestänges ersetzt; die zwei Drahtseile sind an den Enden eines kurzen zweiarmigen Hebels befestigt, dessen Drehpunkt sich oben an dem erwähnten Belastungsgewichte befindet; dadurch wird in einfacher Art erreicht, dass die Spannungen der beiden Seile einander stets gleich bleiben. Oben sind die Seile durch Ziehbänder zwischen hölzernen Laschen eingeklemmt und diese an dem Kunstwinkel der Maschine derart befestigt, dass ein Höherstellen möglich ist. Das Ganze war durch vier Monate im Gange; mehrfache Reparaturen, namentlich an den Seilen, führten zu dem Schlusse, dass sich Drahtseile nur für kurze Betriebsdauer empfehlen, in welchem Falle die geringen Kosten und der rasche Einbau für deren Anwendung sprechen.

Vom Bergwerksdirector Wilcke werden Seile besonders für Abteufpumpen empfohlen.*) Dagegen muss bemerkt werden, dass gerade hier Betriebsstörungen besonders nachtheilig sein können.

Regulirung des Gestänggewichtes.

Bei Berechnung der Gestänge stellte sich heraus, dass unter Umständen eine Gewichtsausgleichung oder eine Belastung des Gestänges nothwendig wird. Ersteres tritt ein, wenn das Gestänge der Festigkeit wegen schwerer ausfällt, als es der Widerstand beim Niedergange erfordert, ferner wenn einzelne Pumpen ausser Betrieb gesetzt werden sollen, endlich wenn die Kraftmaschine mit einer rotirenden Welle versehen und dabei nur ein Hauptgestänge vorhanden ist. Eine Belastung dagegen muss angeordnet werden, wenn das auf genügende Festigkeit berechnete Gestänge für den Pumpenbetrieb zu leicht ist und das erforderliche Mehrgewicht nicht durch grösseren Querschnitt, sondern eben durch besondere Belastung hergestellt werden soll; wenn das Gestänge absichtlich zu leicht gemacht wird, um durch spätere Belastung sein Gewicht genau auf das für den Betrieb nothwendige Maass zu bringen, endlich bei Gestängen, die beim Niedergange keinen Druck erleiden sollen.

Die Belastung erfolgt durch Gewichte, die Ausgleichung durch Gegengewichte oder hydraulische Balanciers u. s. w., und es sollen nun diese Mittel einzeln besprochen werden.

Belastung des Gestänges. Zu diesem Zwecke verwendet man alte eiserne Maschinentheile oder Holzklötze, welche am Gestänge befestigt werden. Bei dem Kettengestänge von Kley (S. 198) sind die Zwischen-

*) Freiberger berg.- u. hüttenm. Ztg 1875, S. 4.

räume der Schachtstangen mit als Belastung dienenden Hölzern ausgefüllt. Bei dem ähnlich construirten Gestänge des Mellinschachtes*) hat man Gusseisen, und zwar neben grösseren Stücken behufs bequemer und genauer Regulirung kleinere Platten *a*, Fig. 481, von 20 bis 25 Kil. angewendet, welche zwischen zwei äussere Schachtstangen auf das obere Ende einer inneren Schachtstange gelegt werden.

Bei Doppelgestängen ist der Raum zwischen den beiden Gestängtheilen bequem für die Belastungsgewichte zu benützen, welche dann z. B. auf den zur Befestigung des Mönchkolbens dienenden Rahmen aufgelegt werden können. Ueberhaupt kann das obere Querstück der Gestänggabelung hierzu dienen.

Bei Gestängen, welche beim Niedergange keinen Druck erleiden sollen, muss die Belastung unmittelbar ober dem Mönchkolben angebracht werden; es kann auch die Höhlung des Kolbens selbst benützt werden, um einen Theil der Gewichte unterzubringen, wie bei der Maschine am Tiefbauschachte der Steinbrüche zu Rüdersdorf, wo die gusseisernen Gewichte nach Fig. 483 eine cylindrische Form besitzen, oben mit einem eingegossenen schmiedeisernen Bügel behufs Anfassens mit dem Hebezeug, unten mit einer Vertiefung für den Bügel des nächstfolgenden Gewichtes versehen sind. Das unterste Gewicht ruht auf der einspringenden Flantsche am unteren Ende des Mönchkolbens.

Ist bei solchen Gestängen der Druck auf die Mönchkolben durch Vergrösserung des Querschnittes oder Belastung des unter denselben befindlichen Gestänges hergestellt, so erfordert noch immer der unterste Mönchkolben eine Beschwerung, wenn keine Hubpumpe vorhanden ist oder ihr Gestänggewicht für diesen Zweck nicht ausreicht; die Belastung kann dann entweder auf dem Mönchkolben angebracht, oder letzterer blos zu diesem Zwecke noch mit einer Gestänggabelung versehen werden, an deren Scheerenstangen das nothwendige Belastungsgewicht angehängt wird, wie am Adalbertschachte zu Přibram.**)

Ausgleichungen. Die Ausgleichung wird entweder nur an einem oder an mehreren Punkten des Gestänges angebracht. Im ersten Falle ordnet man gewöhnlich unmittelbar unter der Maschine einen sogenannten Contrabalancier an, welcher mit dem Gestänge durch Zugstangen verbunden ist und am anderen Ende das Ausgleichungsgewicht trägt. Ist die Maschine ohnedies mit einem Balancier versehen, so kann dieser zur Anbringung des Gegengewichtes benützt werden. Da diese Balan-

*) Preuss. Zeitschrift 1863, 11. Bd., S. 259.

**) Erfahrungen 1862, S. 6.

ciers mit der Maschine in unmittelbarem Zusammenhange stehen, ist von deren Construction bei den Wasserhebungs-Dampfmaschinen die Rede.

Will man dagegen mehrere Ausgleichungen anbringen, so kann man mittelst derselben das Gestänge beim Aufgange theilweise entlasten. Es ist aber zu empfehlen, diese Entlastung nur als erwünschten Beitrag zur Erhöhung der Sicherheit zu betrachten und bei der Berechnung der Gestängquerschnitte nicht zu berücksichtigen, damit das Gestänge auch dann noch genügende Festigkeit besitzt, wenn die Ausgleichungsvorrichtung bricht oder überhaupt ausser Dienst kommt.

Die Anordnung der Ausgleichungen ist allerdings durch Localverhältnisse bedingt, doch lässt sie sich dem obigen Zwecke anpassen. Will man den beim Aufgange vorhandenen Zug in irgend einem Querschnitte herabsetzen, so ist die Ausgleichung unter diesem Querschnitte anzubringen, wodurch jedoch der in letzterem stattfindende Druck beim Niedergange gesteigert wird, und es muss diese Steigerung bei Bemessung des Abstandes der Führungen in Rechnung gezogen werden. Bei stark auf Druck beanspruchten Gestängen ist es daher stets besser, die Ausgleichung an das obere Ende des Gestänges zu verlegen.

Die in der Grube angebrachten Ausgleichungen haben auch den Nachtheil, mehr Raum in Anspruch zu nehmen.

Ausgleichung durch Theilung des Gestänges. In einigen Gruben bei Lüttich wurde, sobald der Schacht eine grössere Tiefe erreichte, vom Schachtsumpf aus ein Querschlag getrieben, am Ende desselben ein neuer Schacht abgeteuft und das Gestänge der darin aufgestellten Pumpen durch einen Balancier mit dem des oberen Schachtes verbunden, daher eine Ausgleichung des Uebergewichtes des ersteren Gestänges in dem erforderlichen Grade erzielt. Es verdient jedoch diese Einrichtung wegen grosser Kosten keine Nachahmung.*)

Ausgleichung durch Gewichte oder Dampfdruck. Bei älteren Anlagen hatte man Ketten, welche am Gestänge befestigt und über Rollen zu einem seitwärts im Schachte oder in einem besonderen kleinen Blindschachte spielenden Gegengewichte geführt wurden. Auch hat man eine einzige, an der nach oben verlängerten Kolbenstange der directwirkenden Dampfmaschine befestigte Kette mit Gegengewicht zur Anwendung gebracht. Ketten sind jedoch unsicher und veranlassen leicht Störungen im Betriebe. Von Hoskold und Brain wird folgende Einrichtung**) angegeben: an der verlängerten Dampfkolbenstange wird ein kleinerer

*) Ponson's Steinkohlenbergbau, deutsch v. Hartmann, S. 902.

**) Mechanics Magazine, Juli 1866, S. 37; Polyt. Centralblatt 1866, S. 1255.

Kolben befestigt, welcher in einem Cylinder spielt, dessen unterer Raum mit dem Dampfkessel in constanter Verbindung steht.

Ferner wurden an mehreren Stellen des Gestänges Gegengewichts-Balanciers aus Holz oder Gusseisen angeordnet und durch Zugstangen, oder wieder durch Ketten, die von einem am Balancier befestigten Krümmling herabliefen, mit dem Gestänge verbunden. Da solche Balanciers viel Raum erfordern, werden dieselben gegenwärtig durch den oben erwähnten Contrabalancier ersetzt.

Hydraulische Balanciers. Diese bestehen aus einem am Gestänge befestigten Kolben, welcher in einen Cylinder taucht, von dessen unterem Ende ein Gurgelrohr in eine vertical stehende, mit Wasser gefüllte Röhrentour oder in das Pumpensteigrohr selbst geführt ist. Beim Auf- und Niedergange circulirt das Wasser aus dem Cylinder in die Druckröhre und wieder zurück, es wirkt fortwährend der gleiche Wasserdruck aufwärts auf den Kolben und gleicht das Gestänggewicht aus. Kolben und Cylinder können vollständig wie für eine Druckpumpe mit Mönchkolben hergestellt werden. Da das Wasser stets unter Druck verbleibt, ist eine Ansammlung von Luft im Cylinder nicht zu besorgen. Die Ausgleichung lässt sich bei abgesondertem Druckrohr sehr leicht reguliren, indem man am Fusse des leteren einen Hahn anbringt, durch welchen behufs Verminderung des Druckes ein Theil des Wassers abgelassen werden kann; die Füllung und der Ersatz des Wasserverlustes erfolgt aus dem Saugkasten der nächst höheren Pumpe oder durch das Condensationswasser der Dampfmaschine.

Seien A die Kolbenfläche, H die Druckhöhe des hydraulischen Balanciers bei mittlerer Kolbenstellung, G_1 das auszugleichende Gestänggewicht, so muss

$$1000\, A H = G_1,$$

$$A H = \frac{G_1}{1000}$$

sein; hiernach ist A und H entsprechend anzunehmen, H nicht zu gross wegen hydraulischer Stösse, welche sonst die Vorrichtung beim Hubwechsel veranlasst. Wenn das Gurgelrohr in das Steigrohr der Pumpen mündet, ist die Höhe des oberen Spiegels der drückenden Wassersäule gegeben. In diesem Falle kommt auch zu berücksichtigen, dass sich beim Niedergange ein dem Querschnitte des Balanciers entsprechender Zuwachs an Wasser durch das Steigrohr bewegt, daher letzteres von der Mündung des Gurgelrohres an erweitert sein muss.

Soll ein besonderes Druckrohr aufgestellt werden, so kann der Durchmesser desselben so gross gehalten werden, dass das Wasser sich darin mit 0·8 bis 1^{m} Geschwindigkeit bewegt.

Diese sehr einfache Vorrichtung ist mehrfach in Anwendung.*) Gegen dieselbe ist nur einzuwenden, dass sie die hydraulischen Widerstände etwas vermehrt; dass sie wegen der nothwendigen Druckhöhe nur in entsprechender Entfernung unter dem Tagkranz angebracht werden kann, endlich dass bei bedeutendem auszugleichenden Druck der Durchmesser des Kolbens zu gross wird. Endlich erfordert dieselbe immerhin einige Nachsicht.

Ausgleichung durch Hinterwassersäulen. Ist die auszugleichende Gestängelast nicht gross, so kann man die Ausgleichung mit Vortheil dadurch bewirken, dass man die Saugkästen einer oder mehrerer Pumpen höher als die Pumpe selbst stellt, so dass der Widerstand gegen den Niedergang entsprechend erhöht, der Aufgang durch den Druck des angesaugten Wassers auf den Mönchkolben erleichtert wird.

Es ist dabei der Druck unter dem Kolben auch während des Ansaugens grösser als der atmosphärische, die Entbindung von Luft aus dem angesaugten Wasser vermieden; dagegen wird wegen der grösseren Gesammtlänge der Röhren der hydraulische Widerstand etwas gesteigert und stellen sich wegen grösserer Druckhöhe der Pumpe stärkere Stösse ein.

Ist die Höhe des Saugkastens dadurch bestimmt, dass derselbe nicht nur das Wasser einer tieferen Pumpe, sondern auch das Wasser einer Strecke aufzunehmen hat, so legt man die Pumpe entsprechend weit unter das Niveau dieser Strecke.

Bei Pumpen, welche direct aus dem Steigrohre der nächst tieferen Pumpe saugen, wird der Zweck erreicht, indem man das genannte Steigrohr weiter aufwärts verlängert und dafür Sorge trägt, dass dasselbe stets bis zur genügenden Höhe mit Wasser gefüllt bleibe.

Ist die Kraftmaschine eine Wassersäulenmaschine, so wendet man eine Hinterwassersäule an, welche auf dem gleichen Principe beruht. Von derselben ist in dem Abschnitt über Wassersäulenmaschinen die Rede. Auch gehört hierher die bereits S. 82 besprochene Ausgleichung für den Fall der Aushängung einzelner Pumpen.

Pneumatischer Balancier. Von Guary wurde der Vorschlag gemacht**), die Ausgleichung des Gestänggewichtes durch Luft zu bewirken, welche vom niedergehenden Gestänge comprimirt wird und durch ihre Expansion den folgenden Aufgang erleichtert. Fig. 497 und 498 zeigen den betreffenden Apparat. Am oberen Ende des Gestänges werden mittelst Gabelung oder sonst in passender Art zwei Mönchkolben *a* befestigt,

*) U. A. am Einigkeitsschacht bei Joachimsthal.

**) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1859/60, 5. Bd., S. 343.

deren Cylinder durch Gurgelrohre g mit dem Blechbehälter b in Verbindung stehen, dessen oberer Theil Luft enthält, während die Kolben in Wasser tauchen, das auch den unteren Theil des Behälters b erfüllt. Beim Gestängniedergange wird also durch das verdrängte Wasser die Luft comprimirt, beim Aufgange gibt sie die darauf verwendete Arbeit zurück.

Durch einen vorhandenen oder einen kleinen, besonders zu diesem Zwecke hergestellten Balancier wird vom Gestänge aus eine Pumpe in Thätigkeit gesetzt, deren Druckrohr in das Reservoir b mündet und in deren Saugrohr ein Zweiweghahn eingeschaltet ist. Je nach Stellung dieses Hahnes saugt die Pumpe Luft oder Wasser. Mittelst derselben kann zu Anfang der Apparat mit dem erforderlichen Quantum Wasser gefüllt werden (dabei muss der Niedergang des Gestänges durch Drosselung des ausströmenden Dampfes der Maschine so lange gehemmt werden, bis die genügende Wassermenge eingepumpt ist), und lässt sich während des Betriebes der Verlust an Wasser oder Luft stets ersetzen, endlich auch das Luftquantum der gewünschten Zahl Hube entsprechend reguliren, indem bei grösserer Hubzahl weniger vom Gestänggewicht auszugleichen ist.

Es seien G_1 Kil. das auszugleichende Gestänggewicht, s der Hub der Kolben und des Gestänges, A der Querschnitt jedes Kolbens, p_1 V_1 Spannung in Atmosphären und Volum der Luft im Behälter b zu Anfang und p_2 V_2 dieselben Grössen zu Ende des Niederganges, $\mathfrak{A} = 10000$ Kil. der Druck einer Atmosphäre pr. Quadratmeter und ε der Compressionsgrad der Luft, so hat man, wenn man wegen der beständigen Wasserkühlung des Behälters das Mariotte'sche Gesetz für die Compression der Luft als gültig annimmt,

$$G_1 s = \mathfrak{A} p_1 V_1 \log \varepsilon,$$

worin

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1};$$

hieraus folgt das Luftvolum, welches zu Anfang des Niederganges im Behälter b vorhanden sein muss,

$$V_1 = \frac{G_1 s}{\mathfrak{A} p_1 \log \varepsilon};$$

ferner ist

$$V_2 = \frac{V_1}{\varepsilon},$$

$$V_1 - V_2 = V_1 - \frac{V_1}{\varepsilon} = V_1 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} = \frac{G_1 s}{\mathfrak{A} p_1} \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon \log \varepsilon}.$$

Es muss aber das von beiden Pumpenkolben beim Niedergange ver-

drängte Wasservolum $2 A s$ der obigen Volumsdifferenz $V_1 - V_2$ gleich sein, daher ergibt sich

$$A = \frac{G_1}{2 \mathfrak{A} p_1} \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon \log \varepsilon};$$

die nothwendige Kolbenfläche wächst daher mit dem Expansionsgrade und wird um so kleiner, je grösser die Anfangsspannung p_1 der Luft ist.

Der Anfangsdruck auf das Gestänge ist mit Rücksicht auf obigen Werth von A

$$2 \mathfrak{A} A p_1 = G_1 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon \log \varepsilon},$$

der schliessliche Druck

$$2 \mathfrak{A} A p_2 = G_1 \frac{\varepsilon - 1}{\log \varepsilon}.$$

Je grösser ε genommen wird, desto grösser werden die Differenzen zwischen dem Gestängübergewicht, dem anfänglichen und dem schliesslichen Drucke, daher auch die Beschleunigung im ersten und die Verzögerung im zweiten Theile des Hubes, sowie die mittlere Geschwindigkeit des Gestänges sich um so grösser ergeben.

Die complicirtere Einrichtung des Apparates gegenüber den anderen Ausgleichungen und der Umstand, dass er doch einer beständigen Regulirung bedürfen wird, scheinen Ursache zu sein, dass derselbe keine Verbreitung erhielt. Die Arbeit, welche beim Niedergange durch Compression der Luft mitgetheilt wird, kann beim Aufgange nicht vollständig zurückgegeben werden, weil ein Theil der dabei entwickelten Wärme an das Wasser und die Röhrenwände übergeht; hiermit ergiebt sich ein Effectsverlust. Es wird nur über einen Fall der Anwendung berichtet*), und zwar auf der Grube Falck im Mosel-Departement beim Abteufen eines Schachtes.

Regeneratoren.

Aus dem bei Ermittelung des Gestänggewichtes (S. 135 u. f.) Gesagten geht hervor, dass zur Erzielung einer hinreichenden Niedergangsgeschwindigkeit, und um die Pumpenventile zu heben, das Gestänggewicht den mittleren Gesammtwiderstand übersteigen müsse, und dass die von diesem Mehrgewicht, dem Supplementargewicht, beim Niedergange geleistete Arbeit bei den nichtrotirenden Wasserhaltungsmaschinen durch Drosselung des abströmenden Dampfes aufgezehrt werde, daher verloren gehe.

*) Nach Ponson's Supplement zum Steinkohlenbergbau, S. 461.

Die Vorrichtungen, welche den Namen **Regeneratoren** führen, verfolgen nun den Zweck, die vom Supplementargewicht geleistete Arbeit aufzufangen und wieder zur Erleichterung des Gestängaufganges zu verwerthen. Hiermit ist der Vortheil verbunden, dass die Maschine nur die dem mittleren Widerstand entsprechende Arbeit zu leisten hat, daher geringere Dimensionen erfordert und dass ihr Betrieb weniger kostet.

Die von den Regeneratoren gehegten Erwartungen haben sich nun allerdings bedeutend reducirt, seit man durch die Erfahrung zu der Erkenntniss gelangte, dass das für den Niedergang erforderliche Gestänggewicht den Wasserdruck auf die Pumpenkolben nicht um 20 bis 40 und noch mehr Procente übersteigen müsse, sondern dass hierfür je nach der zu erzielenden Geschwindigkeit und der Grösse der Widerstände 10 bis 25 Procent genügen; von diesem Uebergewicht ist ein grosser Theil auf jeden Fall für die Nebenhindernisse beim Niedergange erforderlich, der Rest fällt der Oeffnung der Ventile und der Erzielung einer grösseren Geschwindigkeit als Supplementargewicht zur Last, und nur die von dieser Kraft beim Niedergange geleistete Arbeit lässt sich aufsammeln und wieder benützen.

Indessen zeigen, soviel bis jetzt constatirt ist, mindestens die Gewichts-Regeneratoren auch den erheblichen Vortheil, dass dieselben eine gleichförmigere Zu- und Abnahme der Geschwindigkeit, einen regelmässigeren Gang erzielen und daher eine Vergrösserung der mittleren Geschwindigkeit selbst gestatten.

Ist die Kraftmaschine mit einer rotirenden Welle und mit Schwungrad ausgestattet, so entfällt der Nutzen der Regeneratoren, da die lebendige Kraft des Schwungrades den erforderlichen Supplementardruck liefert und nebstdem den Gang befriedigend regulirt; ebenso bei doppeltwirkender Maschine ohne Welle, aber mit Expansion, wo die Supplementarkraft durch den anfänglichen Volldruck des Dampfes auf die Kolbenfläche geliefert wird.

Bochkoltz's Regenerator. Der Gedanke, die vom Supplementargewicht geleistete Arbeit nutzbar zu machen, rührt von Bochkoltz*) und wird bei dessen Regenerator in folgender Weise realisirt. Es sei *a o b*, Fig. 489, der durch eine Schubstange *a d* mit dem Gestänge *g* verbundene Contrabalancier, welcher das Gestänge so weit ausgleicht, dass die von dessen wirksam bleibendem Gewichte beim Niedergange producirte Leistung gerade der von sämmtlichen Widerständen consumirten Arbeit gleichkommt, oder dass das ganze wirksame Gestänggewicht dem mitt-

*) S. dessen Broschüre: Der patentirte Kraft-Regenerator etc., Wien 1868, Selbstverlag des Verfassers.

leren Widerstande gleich ist. Die zur Oeffnung der Druckventile erforderliche Supplementarkraft w wird durch das Regenerator-Gewicht Q beschafft, welches an einem zum Balancier ab senkrecht gestellten dritten Hebelarm co befestigt ist. Dieses Gewicht entwickelt nun während der ersten Hälfte des Niederganges die Arbeit $Q \, . \, \overline{eh}$, nimmt dieselbe jedoch, indem es in der zweiten Hälfte um die gleiche Höhe emporsteigt, wieder auf, daher die Gesammtbewegung des Gewichtes von c bis k keine Arbeit producirt oder consumirt. Dasselbe gilt für den nun folgenden Gestängeaufgang, während dessen sich das Gewicht Q von k bis c zurückbewegt.

Däs Gestänge kann aber nun um w leichter sein, als ohne Anwendung des Regenerators, daher zur Hebung desselben eine geringere Arbeit erfordert, die nothwendige Leistung der Maschine kleiner wird. Die pendelartige Bewegung des Regeneratorgewichtes macht den Gang regelmässiger.

Der Umstand, dass der Regenerator zu Ende des Niederganges sich in der höchsten Stellung ko befindet, begünstigt auch den folgenden Aufgang, bei dessen Beginn der Widerstand ebenfalls grösser ist, als während der weiteren Bewegung, da zur Hebung der Saugventile der Druck des Wassers ober denselben entsprechend weit unter den um die Saughöhe verminderten atmosphärischen herabgesetzt werden muss.

In der That hat man bei Versuchen eine Ersparung von etwa 15 Proc. der Betriebskosten durch Anwendung des Regenerators bei einer bestehenden Maschine nachgewiesen. Seine Anwendung dürfte dann zu empfehlen sein, wenn es sich besonders um Brennstoffersparung handelt, und wenn ohnedies ein Balancier angeordnet werden muss.

Zur Berechnung des erforderlichen Regeneratorgewichtes hat man aus Fig. 489

$$Q \, . \, \overline{ce} = w \, . \, \overline{fo},$$

$$Q \, . \, \overline{co} \sin \alpha = w \, . \, \overline{ao} \cos \alpha,$$

$$Q = \frac{ao}{co} \, w \cot . \, \alpha,$$

wobei α den halben Ausschlagwinkel des Balanciers bedeutet.

Die Länge co des Regeneratorarmes wird gleich der des Balancierarmes ao genommen, daher folgt

(77) $Q = w \cot . \, \alpha.$

Wenn, wie gewöhnlich, die Länge ao oder co des Balancierarmes gleich ist dem 1·5fachen Hub, oder wenn

$$ao = co = 1{\cdot}5 \, . \, 2 \, \overline{af}$$

ist, so wird

$$\sin \alpha = \frac{a f}{a o} = \frac{1}{3},$$

daher

(78) $Q = 2{\cdot}83\, w.$

Das für den Gang nothwendige Gewicht des Hauptgestänges ist, wie früher, nach der Formel (3)

(79) $G = 1000\, \alpha\, \Sigma\, A\,(H - h) - (G_0 + \mathfrak{M})$

zu berechnen, wobei α kleiner als früher genommen werden kann; nach den wenigen darüber angestellten Versuchen genügt ein Werth

$$\alpha = 0{\cdot}05 \text{ bis } 0{\cdot}1.$$

Das Gegengewicht ist gleich zu setzen dem Ueberschusse des wegen der Festigkeit nothwendigen und beibehaltenen Gestänggewichtes über den aus (79) erhaltenen Werth.

Das Regeneratorgewicht folgt aus (77) oder (78), wenn w gegeben ist. Dieser Werth kann zu 10 bis 20 Procent des Wasserdruckes auf die Mönchkolben angenommen werden. Der grössere von den letzteren, sowie von den obigen Werthen von α ist anzuwenden, wenn die mittlere Gestänggeschwindigkeit beim Niedergange auf 0·6 bis 0·7 Meter steigen soll.

Ist aber auch w und α nicht genau bekannt, so lässt sich der Betrieb durch Abänderung des Gewichtes Q und des Gegengewichtes b, Fig. 489, derart reguliren, dass der normale Niedergang bei ungedrosseltem Dampfe stattfindet. Erreicht das Gestänge die tiefste Stellung nicht, so muss das Gegengewicht vermindert werden. Erfolgt der Niedergang zu langsam, so vergrössert man das Regeneratorgewicht; hierdurch wird nur die Geschwindigkeit, nicht aber der Hub vergrössert, weil die auf dem Wege $c\,h$ producirte Arbeit stets auf dem Wege $h\,k$ aufgezehrt und nichts davon zur Fortsetzung des Gestänglaufes erübrigt wird.

Jedoch kann bei dem Gange ohne Drosselung die Geschwindigkeit des Gestänges für einen sichern Gang zu gross werden, grösser als beim Betrieb ohne Regenerator, wo bald nach Anfang des Niederganges die Spannung des gedrosselten Dampfes der Bewegung entgegenwirkt. In diesem Falle müsste man das Regeneratorgewicht eventuell unter den oben berechneten Betrag vermindern. Da nun die von demselben geleistete Supplementarkraft nicht mehr genügt, ist auch eine Verminderung des Gegengewichtes nothwendig, so dass das Gestänge beim Niedergange eine zu grosse Arbeit producirt, welche durch Drosselung vernichtet

werden muss; es tritt also dann der Uebelstand, welchen der Regenerator beseitigen soll, theilweise wieder auf.

Ist kein Gegengewicht für das Gestänge nothwendig, ist also das Gestänggewicht gerade gleich dem mittleren Widerstand beim Niedergange, so fällt der Balancierarm *b o* weg. Das Gestänge hat dabei zu Anfang des Niederganges in *d* den Druck w zu erleiden; soll dies vermieden werden, so vergrössert man das Gestänggewicht um w und bringt in *b* ein Gegengewicht gleich w an.

Combinirtes Regeneratorgewicht. Die Anordnung Fig. 489 lässt sich vereinfachen, indem man statt zweier Gewichte *b* und *c* nur ein einziges verwendet, dessen Hebelsarm dann offenbar zwischen *c o* und *b o* fällt. Bochkoltz nennt dieses das combinirte Regeneratorgewicht. Um Grösse und Lage desselben zu bestimmen, hat man zu berücksichtigen, dass zu Anfang des Niederganges das wirksame Gestänggewicht um w grösser als der mittlere Widerstand, zu Ende die Differenz zwischen producirter und consumirter Wirkung gleich Null sein müsse.

Es seien Fig. 488 G_1 der Ueberschuss des wirklichen Gestänggewichtes über den aus (79) erhaltenen Werth, zugleich das bei der vorigen Anordnung erforderliche Gegengewicht, so ist G_1 der Zug, der abwärts vom Gestänge auf den Punkt *a* ausgeübt wird; ferner seien w der erforderliche Supplementardruck und Q_1 das combinirte Regeneratorgewicht. Zu Anfang des Niederganges soll statt G_1 nur w zur Wirksamkeit gelangen, daher muss $G_1 - w$ ausgeglichen sein, und zwar durch Q_1. Ist daher α der halbe Ausschlagwinkel der Regeneratorarme und β der Winkel der Mittelstellung des Armes *c o* gegen die Verticale, so muss

(80) $$(G_1 - w)\, l \cos\alpha = Q_1\, l \sin(\beta - \alpha)$$

sein. Ferner muss die vom Zug G_1 beim Niedergange verrichtete Arbeit das Gewicht Q_1 von c nach c_1 heben; hiermit ergibt sich

$$G_1 \,.\, 2\, l \sin\alpha = Q_1\, \overline{d\, d_1} = Q_1\, l\, [\cos(\beta - \alpha) - \cos(\beta + \alpha)] = 2\, Q_1\, l \sin\beta \sin\alpha,$$

(81) $$Q_1 \sin\beta = G_1.$$

Aus (80) folgt

(82) $$Q_1 \sin(\beta - \alpha) = (G_1 - w)\cos\alpha,$$

und wenn man (82) durch (81) dividirt,

$$\frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin\beta} = \left(1 - \frac{w}{G_1}\right)\cos\alpha,$$

$$1 - \cot\beta\, tg\,\alpha = 1 - \frac{w}{G_1},$$

$$(83) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad tang\,\beta = \frac{G_1}{w}\,tang\,\alpha;$$

ferner wird nach (81)

$$Q_1 = \frac{G_1}{sin\,\beta} = G_1\,\sqrt{1 + cot\,\beta^2}$$

$$(84) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad Q_1 = \sqrt{G_1^2 + w^2 cot\,\alpha^2}.$$

Durch (83) und (84) sind Stellung und Grösse des combinirten Regeneratorgewichtes bestimmt.

Zu Anfang des Niederganges wirkt auf Seite des Gestänges ein Ueberdruck w abwärts; zu Ende des Niederganges, bei der Stellung $a_1\,o\,c_1$, Fig. 488, wird sich dort ein aufwärts gerichteter Druck x einstellen, dessen statisches Moment gleich sein muss dem statischen Moment von Q_1 weniger dem von G_1. Man hat daher

$$x\,.\,l\,cos\,\alpha = Q_1\,l\,sin\,(\beta + \alpha) - G_1\,l\,cos\,\alpha,$$

$$Q_1\,sin\,(\beta + \alpha) = (G_1 + x)\,cos\,\alpha.$$

Addirt man hierzu die Gleichung (82), so folgt

$$2\,Q_1\,sin\,\beta\,cos\,\alpha = (2\,G_1 + x - w)\,cos\,\alpha$$

und wegen (81)

$$2\,G_1 = 2\,G_1 + x - w,$$

$$x = w.$$

Zu Ende des Niederganges wirkt also derselbe Ueberdruck w am Gestänge aufwärts, wie zu Anfang abwärts, und das combinirte Regeneratorgewicht verhält sich ganz wie das einfache.

Bei der Berechnung ist nun wieder w gleich 10 bis 20 Procent des Wasserdruckes zu setzen.

Wie der Ausdruck (84) zeigt, ist

$$Q_1 < \sqrt{(G_1 + w\,cot\,\alpha)^2} = G_1 + w\,cot\,\alpha,$$

daher mit Rücksicht auf (77) auch

$$Q_1 < G_1 + Q,$$

d. h. das combinirte Regeneratorgewicht Q_1 wird kleiner als die Summe der getrennten Gewichte Q des Regenerators und G_1 des Gegengewichtes am Balancier, es wird also im Ganzen eine kleinere Belastung erfordert, als bei getrennten Gewichten.

Ist $G_1 = w$, also das ganze Gestänggewicht gleich dem mittleren Widerstand mehr dem Supplementardruck w, d. h. ist das Gestänge gerade so schwer, als es der Betrieb ohne Regenerator erfordern würde, so ergibt sich aus (84)

$$Q_1 = w\sqrt{1 + cot\alpha^2} = \frac{w}{sin\alpha},$$

dann aus (83)

$$tang\beta = tang\alpha,\ \beta = \alpha,$$

der Arm für das combinirte Gewicht muss mithin nach Fig. 488 bei der Mittelstellung um den Bogen α von *od* entfernt sein, daher bei Beginn des Niederganges vertical stehen.

Ist dagegen $G_1 = 0$, d. h. das Gestänggewicht gleich dem mittleren Widerstand beim Niedergange, so wird nach (84)

$$Q_1 = w\,cot\alpha$$

ebenso gross als Q nach (77), ferner nach (83)

$$tang\beta = 0,\ \beta = 0,$$

es muss also der Arm um *do*, Fig. 488, als Mittelstellung schwingen und man hat wieder den zu Ende der Betrachtung über getrennte Gewichte angegebenen Fall.

Nach Bochkoltz ist es vortheilhafter, das Ausgleichungsgewicht vom Regeneratorgewicht zu trennen, weil dann durch Abänderung dieser beiden Gewichte der Gang am bequemsten regulirt werden kann, während im anderen Falle hierzu nicht nur die Aenderung in der Grösse, sondern auch in der Stellung des combinirten Gewichtes erforderlich ist.

Niedergangsgeschwindigkeit des Gestänges und Ermässigung derselben. Es wurde früher bemerkt, dass die vom Regenerator gelieferte Supplementarkraft eine zu grosse Beschleunigung und Geschwindigkeit des Gestänges hervorrufen könne, wenn dabei jede Drosselung des Dampfes unterlassen wird.

Nimmt man an, dass die Nebenwiderstände während des ganzen Kolbenlaufes constant, daher dem wirksamen Gestänggewichte gleich sind, so wird die vom Regeneratorgewicht Q, Fig. 489, auf dem Wege *eh* producirte Arbeit dazu aufgewendet, den bewegten Massen die Maximalgeschwindigkeit V zu ertheilen. Sei daher P das Gesammtgewicht der bewegten Massen des Gestänges, der Balanciers, Gegengewichte u. s. w., dann des Wassers in den Steigröhren, welche sämmtlich auf die Geschwindigkeit des Gestänges reducirt zu denken sind, so ist

$$\frac{PV^2}{2g} = Q\,.\,eh = Ql\,(1 - cos\alpha)$$

und wegen (77)

$$\frac{PV^2}{2g} = wl\,cot\alpha\,(1 - cos\alpha).$$

Setzt man den Gestängehub gleich s, so wird

$$l = \frac{s}{2 \sin \alpha},$$

daher

$$\frac{P V^2}{2 g} = \frac{w s}{2} \frac{\cos \alpha (1 - \cos \alpha)}{\sin \alpha^2} = \frac{w s}{2} \frac{\left(\cos \frac{\alpha^2}{2} - \sin \frac{\alpha^2}{2}\right) 2 \sin \frac{\alpha^2}{2}}{4 \sin \frac{\alpha^2}{2} \cos \frac{\alpha^2}{2}} =$$

$$= \frac{w s}{4} \left(1 - \tang \frac{\alpha^2}{2}\right);$$

hieraus folgt die Maximalgeschwindigkeit

$$(85) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad V = \sqrt{2 g s} \cdot \frac{1}{2} \sqrt{\frac{w}{P} \left(1 - \tang \frac{\alpha^2}{2}\right)}.$$

Nach den gemachten Voraussetzungen ist die Bewegung eine schwingende, daher die mittlere Geschwindigkeit V_m

$$(86) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad V_m = \frac{2}{\pi} V = 0{\cdot}636 \, V.$$

Der Widerstand ist nun nicht constant, da der von den Nebenhindernissen abhängige Theil desselben mit der Geschwindigkeit wächst. Die Maximalgeschwindigkeit, also der Moment, wo Druck und Widerstand gleich sind, sollte daher schon vor dem halben Hub eintreten. Indessen haben Manometerversuche gezeigt, dass nach erfolgter Oeffnung der Druckventile die Spannung des Wassers unter denselben sich nur wenig ändert, und man darf annehmen, dass die mittlere Geschwindigkeit bei 0·7 der grössten betrage. Um den absoluten Werth dieser Geschwindigkeiten zu finden, müssen die Werthe von w und P gegeben sein.

Es sei z. B. bei einer Volldruckmaschine das Gestänggewicht gerade so gross, als es für den Niedergang ohne Regenerator erforderlich wäre, und um 30 Proc. grösser als der Wasserdruck D auf die Pumpenkolben, also gleich $1{\cdot}3\,D$. Von dem Ueberdruck $0{\cdot}3\,D$ seien

$$w = 0{\cdot}2\,D$$

als Supplementarkraft erforderlich, so dass $0{\cdot}1\,D$ auf die sonstigen Nebenhindernisse entfallen und der mittlere Widerstand gleich $1{\cdot}1\,D$ ist. Das erforderliche Gegengewicht ist nun gleich $w = 0{\cdot}2\,D$ und das Regeneratorgewicht nach (78), wenn $\sin \alpha$ gleich $1/3$ ist,

$$Q = 2{\cdot}83\,w = 0{\cdot}566\,D.$$

Endlich sei der Querschnitt der Steigröhren gleich dem der Mönchkolben, so ist das bewegte Wassergewicht gleich D und dasselbe bewegt sich ebenso schnell als das Gestänge. Es ist mithin P die Summe aus: Gestänggewicht $1{\cdot}3\,D$, Gegengewicht $0{\cdot}2\,D$, Regeneratorgewicht $0{\cdot}56\,D$

Wassergewicht D, zusammen $3{\cdot}06\,D$; dazu noch $0{\cdot}12\,D$ für das Gewicht des Wassers in den Pumpencylindern und für das Gewicht der auf den Endpunkt der Hebelsarme des Balanciers und Regenerators reducirten Masse dieser Arme gerechnet, gibt

$$P = 3{\cdot}18\,D,$$

daher

$$\frac{w}{P} = \frac{0{\cdot}2}{3{\cdot}18} = 0{\cdot}063$$

und es wird somit nach (85)

$$V = 0{\cdot}125\,\sqrt{2gs} = 0{\cdot}55\,\sqrt{s}.$$

Wäre dagegen für eine Expansionsmaschine behufs Verminderung der Beschleunigung beim Aufgange das Gestänge- und daher auch das Gegengewicht um $2\,D$ grösser, mithin $P = 7{\cdot}18\,D$, so ergäbe sich

$$V = 0{\cdot}36\,\sqrt{s}.$$

Für den grössten vorkommenden Hub $s = 4^{m}$ folgt beziehungsweise

$$V = 1{\cdot}1 \text{ und } 0{\cdot}72 \text{ Meter.}$$

Die mittlere Geschwindigkeit würde daher in den betrachteten Fällen ungefähr 0·8 und 0·5 Meter betragen, deren ersterer die für gewöhnlich als zulässig angenommene Grenze schon etwas übersteigt.

Man kann V durch gleich grosse Vermehrung des Gestänggewichtes und des Gegengewichtes herabsetzen, indem dadurch P entsprechend erhöht wird, oder nach Prof. Schmidt*), indem man den Regeneratorarm oc, Fig. 485, bei der tiefsten Lage des Gestänges vertical stellt und sich damit begnügt, die bei einer Maschine ohne Regenerator vom Supplementargewicht geleistete, beim Aufgange durch die Maschine wieder zu ersetzende Arbeit auf die Hälfte zu reduciren.

In diesem Falle ergibt sich das Regeneratorgewicht aus der Gleichung

$$Q l \sin 2\alpha = w l \cos\alpha,$$

$$2\,Q \sin\alpha = w,$$

$$Q = \frac{w}{2 \sin\alpha},$$

und für $\sin\alpha = \frac{1}{3}$

$$Q = 1{\cdot}5\,w.$$

*) Ueber den Bochkoltz'schen Kraftregenerator von Gustav Schmidt, Selbstverlag des Verfassers.

Dabei ist die vom Regeneratorgewicht beim Niedergange producirte Arbeit

$$E = Q \,.\, \overline{c_1 d} = Ql(1 - \cos 2\alpha) = Ql \,.\, 2\sin\alpha^2 =$$

$$= 2l\sin\alpha^2 \frac{w}{2\sin\alpha} = wl\sin\alpha,$$

oder wenn wieder s den Gestängehub bedeutet,

$$E = \frac{ws}{2}.$$

Dieselbe ist nur halb so gross, als die Arbeit ws, welche ein in Form von Gestänggewicht angebrachter Supplementardruck w verrichten würde. Demgemäss ist auch beim folgenden Aufgange zur Hebung des Regeneratorgewichtes nur eine halb so grosse Arbeit nothwendig, als zur Hebung eines Supplementargewichtes w. Die obige beim Niedergange von Q producirte Arbeit $\frac{ws}{2}$ muss durch Drosseln des Dampfes aufgezehrt werden, und weil dabei durch Verdichtung dieses Dampfes der Widerstand schneller wächst als im vorigen Falle, der Anfangsdruck aber in beiden Fällen gleich w ist, wird auch das Gestänge weniger beschleunigt.

Auch hier lassen sich Gegen- und Regeneratorgewichte zu einem combinirten Gewicht vereinigen.

Construction der Regeneratoren. Die wirklich ausgeführten Regeneratoren sind aus Blech hergestellt und bestehen aus zwei Rahmen von gleicher Form, welche an einer gemeinschaftlichen Axe in gewissem Abstande befestigt sind. Jeder Rahmen enthält einen horizontalen Theil ab, Fig. 489, und einen darauf senkrecht stehenden Arm oc, dessen unteres Ende zur Erhöhung der Festigkeit mit a und b durch Blechplatten verbunden ist. Alle Blechtheile sind hochkantig gestellt. Zwischen den beiden Rahmen sind bei b und c Blechkästen befestigt, in welchen sich die Belastungsgewichte befinden. Die Berechnung der Stärken kann ähnlich wie für Kunstwinkel (s. Wasserhebungs-Dampfmaschinen mit rotirender Welle) erfolgen.*)

Pneumatischer Regenerator. Eine gleichfalls von Bochkoltz vorgeschlagene Einrichtung für einen Regenerator zeigt Fig. 492.**) Am oberen Ende des Gestänges ist eine Kolbenstange eingeschaltet, welche den in dem Cylinder c spielenden Kolben k trägt. Oben und unten communicirt der Cylinder mit Behältern ab, welche Luft enthalten. Zu

*) Die Skizze der Construction eines Regenerators gibt Burat's Cours d'exploitation des mines, Taf. 53.

**) Annales des mines 1872, 7. Reihe, 1. Bd., S. 352; Uhland's Maschinen-Constructeur 1869, 2. Bd., S. 312.

Anfang des Niederganges ist die Luft in *a* verdichtet, in *b* verdünnt, die Differenz der auf den Kolben wirkende Drücke ergibt die zur Oeffnung der Pumpenventile erforderliche Supplementarkraft. Diese Druckdifferenz wird in der Mitte des Hubes Null und zu Ende desselben stellt sich unter dem Kolben derselbe Ueberdruck her wie früher an der Oberfläche des Kolbens. Die Arbeit, welche in der ersten Hälfte des Niederganges von der expandirenden Luft in *a* an das Gestänge abgegeben wurde, ist in der zweiten Hälfte zur Verdichtung der Luft in *b* nothwendig, es ergibt sich kein Gewinn oder Verlust an Arbeit.

Der folgende Aufgang wird durch Expansion der Luft in *b* erleichtert, hierauf wird die Luft in *a* comprimirt. Es ist also klar, dass der Apparat ganz in gleicher Art fungirt wie der Gewichtsregenerator Fig. 489.

Der untere Theil der Behälter *a* und *b* ist mit einer beliebigen Flüssigkeit gefüllt, welche durch Röhren *r* mit Hähnen eingegossen wird; an den Deckeln der Behälter *a* und *b* befinden sich Lufthähne. Durch Einfüllen und Ablassen von Flüssigkeit kann das Luftquantum, welches die Räume ober und unter dem Kolben enthalten, genau regulirt werden; von demselben hängt die zu Ende der Hube eintretende Pressung, also der erzielte Supplementardruck ab. Je mehr Flüssigkeit sich in den Behältern befindet, desto kleiner ist der Raum, auf welchen zu Ende des Hubes die Luft comprimirt wird, desto höher steigt daher deren Spannung. Die Vergrösserung der letzteren hat aber eine grössere Beschleunigung, daher rascheren Gang zur Folge.

Ein solcher Apparat wäre compendiös und leicht zu bedienen, doch ist gegen ihn das über den Guary'schen Apparat S. 229 Angeführte einzuwenden; die Undichtheit der Kolbenliederung insbesondere wird einen Uebertritt der Luft von einer auf die andere Cylinderseite veranlassen, welcher Uebergang allerdings dadurch grossentheils compensirt wird, dass das Durchströmen der Luft abwechselnd in der einen und der anderen Richtung stattfindet. Auch soll, um eine Ausgleichung herstellen zu können, ein Rohr mit Hahn angebracht werden, welches die beiden Cylinderenden verbindet.

Hydraulischer Regenerator. Der Vorschlag eines solchen Regenerators stammt von Illeck*); derselbe wurde bei der Wasserhebmaschine am Neuschacht der Rossitzer Bergbaugesellschaft zur Ausführung gebracht. Die Saugröhren der Pumpen müssen dabei in die Steigröhren der nächst tieferen Pumpe münden. Es seien Fig. 502 pp_1 zwei aufeinanderfolgende Pumpen, tt_1 ihre Saug- und dd_1 ihre Druckrohre. Auf

*) Zeitschr. des österr. Architekten- und Ing.-Vereins 1873, 25. Jahrg., S. 283; Civilingenieur 1876, S. 184.

der letzteren sind verengte Röhren r aufgesetzt; bei Beginn des Niederganges steht das Wasser in den Steigröhren bis zum unteren Ende der Röhren r. Das Gestänge ist so weit ausgeglichen, dass sein wirksames Gewicht dem mittleren Widerstand mehr der Supplementarkraft w gleichkommt. Die beim Niedergange von w entwickelte Arbeit wird dazu aufgewendet, die Vergrösserung des Wasserdruckes auf den Mönchkolben p zu überwinden, welche sich durch Ansteigen des Wassers in dem Rohre r auf grössere Höhe ergibt. Beim Aufgange wird dieselbe Arbeit an den nächst höheren Kolben p_1 wieder zurückgegeben, indem auf diesen der abnehmende Druck der Wassersäule in r einwirkt, bis der Wasserspiegel wieder auf das Niveau t_1 herabgesunken ist. Die Maschine hat daher nur den mittleren Widerstand zu überwinden. Die Einrichtung ist also eine Vervollständiguug der schon bei gewöhnlichen Pumpen stattfindenden theilweisen Ausgleichung der Supplementarkraft, welche dadurch eintritt, dass beim Niedergange die Druckhöhe um die einfache, oder bei in das Steigrohr mündendem Saugrohr um die doppelte Hubhöhe des Kolbens wächst.

Bei der untersten Pumpe kann die Vorrichtung nicht angebracht werden, weil diese Pumpe aus dem Ausgusskasten der Hubpumpe oder aus dem Schachtsumpfe saugt. Hier entfällt daher die Abgabe von Arbeit an den aufsteigenden Mönchkolben, bei der obersten Pumpe dagegen die Aufnahme von Arbeit seitens des Wassers im Steigrohre, weil dieses das Wasser oben ausgiesst und daher keine Verlängerung erhalten kann. Sind also n Pumpen vorhanden, so vertheilt sich die Supplementarkraft w auf $n - 1$ Aufsatzrohre, und auf jedes der letzteren entfällt bei gleichmässiger Vertheilung der Betrag

$$\mathfrak{w} = \frac{w}{n - 1}.$$

Diese Kraft $\mathfrak{w}$ hat nun beim Niedergange des Gestänges die Steigerung der Druckhöhe um $s + \lambda$ zu überwinden, wobei s den Hub der Pumpen und λ die schliessliche Höhe des Wassers im Aufsatzrohre r ober dem Saugrohre t_1 bedeutet. Die mittlere, auf dem Wege s gleichförmig vorhanden gedachte Vermehrung der Druckhöhe ist

$$\frac{s + \lambda}{2},$$

und es muss daher

$$\mathfrak{w} = \frac{s + \lambda}{2} A \gamma$$

sein, worin A den Kolbenquerschnitt und γ das Gewicht einer Volumseinheit Wasser bezeichnet; hieraus folgt wegen des obigen Werthes von $\mathfrak{w}$

$$\lambda = \frac{2\,\mathfrak{w}}{A\gamma} - s = \frac{2\,w}{(n-1)\,A\gamma} - s.$$

Da ferner das Rohr r gerade das vom Kolben der Pumpe p verdrängte Wasser aufnimmt, so ist, unter a den Querschnitt des Rohres r verstanden,

$$a\lambda = A\,s,$$

$$a = \frac{A\,s}{\lambda}.$$

Zu Ende des Niederganges ist nun der Druck des Wassers auf den Kolben grösser als der anfängliche um

$$(s + \lambda)\,A\gamma = 2\,\mathfrak{w},$$

und da hiervon $\mathfrak{w}$ durch das Supplementargewicht aufgehoben wird, so bleibt ein aufwärts gerichteter Druck $\mathfrak{w}$. Es verhält sich somit die Vorrichtung ganz wie der Bochkoltz'sche Regenerator, bei welchem ebenfalls am Gestänge zu Anfange des Niederganges der Supplementardruck w abwärts, zu Ende aufwärts wirkt.

Sei w gleich 0·1 des Wasserdruckes auf die Pumpenkolben, so wird

$$w = 0{\cdot}1\ \Sigma A\,H\gamma = 0{\cdot}1\ A\gamma\,\Sigma H,$$

wenn A für die einzelnen Pumpen gleich ist. Sei ferner H die mittlere Druckhöhe der Pumpen, so hat man $\Sigma H = nH$ und $w = 0{\cdot}1\ nHA\gamma$, daher

$$\lambda = \frac{0{\cdot}2\,n}{n-1}\,H - s.$$

Für $H = 100^{\text{m}}$, $s = 4^{\text{m}}$ wird

bei	$n =$ 2	3	4	5	Pumpen
	$\lambda =$ 36	26	23	21	Meter,

und es ergibt sich nach dem obigen Werthe von a das Verhältniss zwischen dem Durchmesser des Rohres r und des Pumpenkolbens gleich

0·33 0·39 0·42 0·44.

Ist dagegen w gleich 15% des Wasserdruckes, so wird die Länge λ beziehungsweise gleich 56, 41, 36 und 33·5 Meter.

Als Vortheil dieser Einrichtung ist zu bezeichnen, dass die von der Supplementarkraft w beim Niedergange geleistete Arbeit an mehreren Punkten des Gestänges aufgefangen, und die lebendige Kraft des Wassers in den Steigröhren direct durch die Zunahme seiner Druckhöhe aufgezehrt wird. Nachtheilig ist jedoch die bedeutende Vergrösserung der Druckhöhe der Pumpen, welche die Stösse vermehrt, ferner der hydraulische Widerstand, der aus der schnellen Bewegung des Wassers in dem

engen Regeneratorrohre erwächst, und welcher nur dann einen vergleichsweise geringen Werth erhält, wenn Zahl und Durchmesser der Pumpen gross sind, also wenn eine grosse Wassermenge aus bedeutender Tiefe zu heben ist. Uebrigens könnte man bei geringer Pumpenzahl noch einen Mönchkolben an das Gestänge anhängen, an dessen Cylinder sich wie bei einem hydraulischen Balancier ein Steigrohr, jedoch von demselben Querschnitt a wie die Aufsatzrohre anschliesst. Dadurch würde sich die Zahl der letzteren auf n ergänzen und würde λ bei den obigen Annahmen den constanten Werth von 16^m erhalten, unabhängig von der Zahl n der Pumpen.

Trasenster schlägt denselben Regenerator vor. *)

Hydraulischer Regenerator mit Mönchkolben. Einen anderen von Trasenster erdachten Regenerator **) zeigt Fig. 500. An dem gegabelten Gestänge g ist ein Mönchkolben m von entsprechender Länge gleich der doppelten Hubhöhe befestigt, der in einen ebenso langen, halb mit Wasser gefüllten Cylinder taucht. Der ringförmige Raum zwischen Cylinder und Kolben hat denselben Querschnitt wie der letztere selbst. Zu Anfang des Niederganges berührt die Bodenfläche des Mönchkolbens den Wasserspiegel; während des Niederganges ergibt sich ein aufwärts gerichteter Wasserdruck auf den Kolben, der bis zu Ende des Hubes wächst, da die untere Kolbenfläche sich abwärts bewegt und nebstdem der Wasserspiegel um ebensoviel steigt. Anfangs ist die entsprechende Druckhöhe gleich Null, zu Ende gleich $2s$, ihr Mittelwerth ist daher s. Da die Arbeit der Supplementarkraft w durch den Gegendruck auf den Mönchkolben aufgezehrt werden soll, so muss der Mittelwerth dieses Druckes gleich w, d. h. es muss, wenn A_1 die Kolbenfläche bedeutet,

$$1000\, A_1 s = w$$

sein, und hieraus folgt

$$A_1 = \frac{w}{1000\, s};$$

zu Ende des Niederganges bleibt dann wieder ein aufwärts gerichteter Druck w. Das wirksame Gestänggewicht muss dem mittleren Widerstande mehr w gleichkommen.

Der Erfinder projectirt noch eine andere Ausführung: der Mönchkolben soll mit dem Gestänge durch eine Kette verbunden werden, welche über eine Rolle läuft. Der Auftrieb wirkt dabei auf die Bewegung

*) Revue universelle 1872, 31. Bd., S. 310.
**) Ebendas.

des Gestänges förderlich, nimmt jedoch während des Niederganges von dem Werthe 2000 $A_1 s$ bis auf Null ab, daher der Einfluss auf den Gang der gleiche bleibt wie früher. Der Mönchkolben kann in diesem Falle zugleich als Gewichtsausgleichung dienen, die Kette wäre indessen ein Uebelstand.

Bei grösseren Wasserhebungsanlagen ergeben sich für den Kolben und den Cylinder sehr grosse Durchmesser. Nimmt man die erforderliche Supplementarkraft nur zu $^1/_{10}$ des Wasserdruckes auf die Pumpenkolben, so würde dieselbe in dem auf S. 158 berechneten Beispiele 4600, in dem Beispiele S. 160 9700 Kil. sein; bei $s = 4^m$ Hub würde daher

$$A_1 = 1{\cdot}15 \quad 2{\cdot}43 \text{ Quadratmeter},$$

der zugehörige Durchmesser gleich

$$1{\cdot}21 \quad 1{\cdot}76 \text{ Meter},$$

der des Cylinders

$$1{\cdot}7 \quad 2{\cdot}5 \text{ Meter},$$

die Länge des Cylinders und des Kolbens müsste mehr als acht Meter betragen.

Gestänge für geneigte und horizontale Strecken.

Soll die Wasserhebung in einem tonnlägigen Schachte erfolgen, so muss auch das Gestänge eine geneigte Lage erhalten. Ferner kommen Fälle der horizontalen Fortpflanzung der Bewegung vor, z. B. wenn das Abteufen eines Schachtes wegen ungünstiger Verhältnisse eingestellt, eine horizontale Strecke getrieben und am Ende derselben ein neuer, blinder Schacht behufs Erreichung der gewünschten Tiefe niedergebracht wird; das in diesem Schacht aufgestellte Gestänge muss dann durch eine in der Horizontalstrecke angebrachte Leitung mit dem andern verbunden werden. Oder man will von den Abbauen aus an einem vom Wasserhaltungsschachte entfernten Punkte ein Abteufen herstellen und ist genöthigt, in diesem wenigstens eine provisorische Wasserhebung einzurichten. Endlich kann die Kraftmaschine, ein Wasserrad, in einer gewissen Entfernung vom Wasserhaltungsschachte aufgestellt sein und soll mit dem Gestänge desselben durch eine Stangenleitung verbunden werden. Im Allgemeinen ist über solche Anlagen zu bemerken, dass man dieselben thunlichst zu vermeiden sucht. Die Anwendung der Wasser- oder Lufttransmission für obige Zwecke wird später besprochen.

Gestänge in geneigten Schächten. Die Nachtheile der Wasserhebung aus solchen Schächten wurden S. 94 berührt; zu denselben

kommt noch der Widerstand der Führungen gegen die Bewegung des Gestänges.

Da feste Führungen eine zu grosse Reibung veranlassen, verwendet man Rollen aus Gusseisen, auf welchen sich das mit auswechselbaren Schleifbrettern versehene Gestänge bewegt. Die Rollen werden in solchem Abstande angebracht, dass das Gestänge sich zwischen denselben durch sein Eigengewicht nicht stark einsenkt. Für die Uebertragung eines bedeutenden Druckes eignen sich derartige Gestänge nicht.

Man hat übrigens letztere auch bei veränderlicher Neigung hergestellt und bei starker Brechung Winkelhebel eingeschaltet, deren Arme auf den Richtungen der zusammentreffenden Gestänge bei mittlerer Stellung senkrecht stehen. Geringere Richtungsänderungen wurden auf die aus Fig. 495 ersichtliche Art mittelst einer Lenkstange *l* überwunden, welche einerseits am Gestänge selbst, anderseits an einer gerade geführten, mit der Fortsetzung des Gestänges verbundenen Stange *s* befestigt ist; die geringsten nach Fig. 496 mittelst Lenkstange *l*, welche direct mit den beiden durch Rollen gestützten Gestängenden verbunden ist.

Feldgestänge. Unter dieser Benennung versteht man vorzugsweise horizontale oder geneigte Stangenleitungen, welche zwei verticale Gestänge untereinander, oder die Kraftmaschine mit dem Pumpengestänge verbinden. Sind dieselben in der Grube gelegen, so heissen sie auch Streckengestänge. Der Name Feldgestänge rührt von den ober Tags für Wasserräder, die entfernt vom Kunstschachte stehen, verwendeten Transmissionen.

Die Führung erfolgt durch Rollen und Schleifbretter, die Verbindung mit dem verticalen Gestänge durch Kunstwinkel, Lenkstangen und gerade geführte Gleitstücke. So z. B. gestaltet sich die Verbindung zweier verticaler Gestänge durch ein horizontales nach Fig. 493, worin $v v_1$ die verticalen, h das horizontale Gestänge, $z z_1$ die Schubstangen und $k k_1$ die Kunstwinkel bedeuten.

Statt der Rollen hat man zur Verminderung der von der Zapfenreibung consumirten Arbeit nach Fig. 494 hölzerne, am unteren Ende drehbare, oben am Gestänge ebenfalls drehbar befestigte Stützen, Schwingen, angewendet. Bei Richtungsänderungen wurden Winkelhebel eingeschaltet. Bei einer grösseren Zahl Brechungen summiren sich die durch Ausreibung der Zapfen entstandenen Spielräume, ferner senkt sich das Gestänge durch sein Eigengewicht zwischen den Stützpunkten und endlich tritt in den Gestängverbindungen, wenn diese nicht sehr solid ausgeführt sind, ein horizontales Spiel ein. Daher kommt es, dass der Hub der Pumpen oft bedeutend unter den von der Betriebs-

maschine effectuirten herabsinkt. In Strecken nehmen die Feldgestänge viel Raum ein. Aus diesen Gründen ist man von denselben abgekommen.*)

Drahtseilgestänge. **) In der Grube zu Huelgoat ***) wurde die Bewegung von der Wasserhebmaschine auf eine Pumpe dadurch übertragen, dass man ein Seil an der oberen Fortsetzung der Dampfkolbenstange befestigte, von dort über eine Rolle zurück, 155^{m} weit in den Schacht hinab, von da 384^{m} weit über kleine in 10^{m} Abstand angebrachte Rollen in horizontaler Richtung, und endlich auf 25^{m} Länge durch eine geneigte Strecke zur Pumpe führte. An den Krümmungen der Strecke, sowie bei den Aenderungen der Neigung wurden über Rollen laufende Bandseile eingeschaltet, welche jedoch wegen zu geringer Dauer durch Ketten ersetzt werden mussten. Auch das Rundseil erforderte Reparaturen, dessen ungeachtet war man nach 10 monatlichem Betriebe über den Erfolg befriedigt.

In späterer Zeit wurde auf der Grube Bembermühle zu Vallendar †) für vorübergehenden Zweck (Herstellung eines Abteufens) ein 35^{m} langes horizontales Drahtseilgestänge benützt, um die bewegende Kraft von der zum Betriebe dienenden Locomobile an das im Abteufen angebrachte Pumpengestänge zu übertragen. Die Verbindung mit dem Gestänge erfolgte durch einen Kunstwinkel, anderseits wurde das Drahtseil an eine vom Locomobil mittelst Kurbel hin- und herbewegte Schubstange angeschlossen. Der Verbindungspunkt der Schubstange und des Drahtseiles befand sich an dem verticalen Arm eines Kunstwinkels, dessen horizontaler Arm derart gestellt war, dass ein daran hängendes Gewicht die Last des im Abteufen befindlichen Pumpengestänges ausglich. Das letztere wurde absichtlich schwer gemacht, um das Seil gespannt zu erhalten. Die Pumpe war eine Hubpumpe von 17 Cm. Durchmesser und 25 bis 50 Cm. Hub. Zur Regulirung des Hubes wurde ein Schraubenbügel eingeschaltet, das Seil war in je 4^{m} Entfernung durch Rollen geführt und an den betreffenden Stellen mit Schleppschienen aus Buchenholz versehen. Die Einrichtung verblieb mehrere Jahre im Betrieb, obgleich anfangs öfters Seilbrüche vorkamen, in welchem Falle die Wiedervereinigung durch einfaches Umbiegen der Seilenden, Ineinanderhängen der dabei entstandenen Schlingen und Einklemmen des Seiles

*) Ponson's Supplement zum Handbuch des Steinkohlenbergbaues berichtet noch auf S. 464 über ein auf einer Grube bei Newcastle ausgeführtes Streckengestänge von 633^{m} Länge, welches in Abständen von 5·5^{m} durch gusseiserne Rollen gestützt wird.

**) Vergl. S. 222.

***) Annales des mines 1844, 4. Reihe, 6. Bd., S. 133.

†) Freiberger berg- u. hüttenm. Ztg. 1863, 12. Bd., S. 166.

nächst der Schlinge zwischen Schraubenkluppen erfolgte. Die fehlende Seillänge wurde durch Einschaltung eines auf gleiche Art verbundenen Seilstückes oder einer Eisenstange ersetzt.

Literatur.

Combes' Bergbaukunde bringt Einiges über Holzgestänge und ein Eisengestänge; Ponson's Handbuch des Steinkohlenbergbaues etwas mehr über den Gegenstand, das Supplement dazu die wichtigsten Neuerungen. Burat's Supplement zum Material des Steinkohlenbergbaues enthält die Beschreibung und Detailzeichnungen eines Gestänges, welches im oberen Theile aus Gussstahl, im unteren aus Holz besteht; Kley, die Wasserhebmaschinen des Altenberges bei Aachen, bringt Berechnung und Detail über die dortigen Holzgestänge, desgleichen Hörmann, die Wasserhebmaschinen etc. über drei Eisengestänge.

Allgemeines über Gestänge und insbesondere über deren Berechnung enthalten folgende Aufsätze: Ueber Pumpen etc. im Loire-Becken von Lombard, Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1858/59, 4. Bd., S. 443, übersetzt in der Freiberger berg- u. hüttenm. Ztg. 1859, 18. Jahrg., S. 436; über Ausdehnung der Holz- und Eisengestänge von Heyrowsky, Jahrb. der k. k. Bergakademieen 1861, 10. Bd., S. 459; über die Wirkungsweise der Schachtpumpen von Hrábak, Zeitschrift deutscher Ing. 1872, 16. Bd., S. 1; über Oeffnung der Druckventile von Reiche, ebendas. S. 510; von Gieseler, ebendas. S 633; von Bochkoltz, ebendas. 1873, 17. Bd., S. 1; endlich von Seeberger, ebendas. S. 32; Studien über Pumpenwerke von Hrábak, Jahrb. der k. k. Bergakademieen 1874, 22. Bd., S. 272; über das successive Oeffnen der Druckventile von Demselben, Zeitschrift deutscher Ing. 1874, 18. Bd., S. 449.

Ueber Holzgestänge s. Hartmann's berg- u. hüttenm. Ztg. 1846, 5. Bd., S. 371; Erfahrungen 1854, S. 3; Gestänge der Pumpe auf der Grube Zollverein, Preuss. Zeitschrift 1854, 1. Bd., S. 196; über Gestänge, Erfahrungen 1855, S. 24; Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1856, 1. Bd., S. 179; von Lombard, ebendas. 1858/59, 4. Bd., S. 449; Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd., S. 185; 1861, 9. Bd., S. 10; Gestänge am Widmannschacht, ebendas. S. 185; Pumpengestänge in England, ebendas. 1862, 10. Bd., S. 57; Krummfuss zur Befestigung dreier Hubpumpen-Gestänge am Hauptgestänge, Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1868/69, 14. Bd., S. 259; über Gestänge im Dortmunder Bezirk, Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd., S. 315; Uhland's Maschinen-Constructeur 1869, 2. Bd, S. 248; Gestänge für kleine Pumpen, ebendas. S. 276; Gestänge der Wasserhebmaschine zu Segeberg, Preuss. Zeitschrift 1875, 23. Bd., S. 260.

Ueber Eisengestänge: Gestänge aus Gussstahl, Preuss. Zeitschrift 1861, 9. Bd., S. 184, dann 1863, 11. Bd., S. 258; Gestänge aus Rundstangen in Přibram, Erfahrungen 1862, S. 5; Eisengestänge, Zeitschrift deutscher Ing. 1862, 6. Bd., S. 539; Verbesserungen an Eisengestängen, Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd., S. 69;

über Gestänge im Dortmunder Bezirk, ebendas. S. 315; kastenförmiges Gestänge in Wieliczka, Erfahrungen 1869; in Ostrau, ebendas. 1871, S. 7; ein anderes Eisengestänge, ebendas. 1871, S. 15; runde schmiedeiserne Gestänge, Preuss. Zeitschr. 1875, 23. Bd., S. 100; Gestänge aus Bessemerstahl, ebendas. 1876, 24. Bd., S. 156; aus stählernen Rundstangen, Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1875, 4. Bd., S. 556; Kastengestänge in Rossitz, Civilingenieur 1876, 22. Bd., S. 161; ein Kastengestänge, Uhland's Maschinen-Constructeur 1876, S. 223 und 243; Verbindungen für Rundgestänge, vorgeschlagen von Dieterich, Zeitschr. deutscher Ing. 1877, 21. Bd., S. 429.

Eine Ausgleichung mit Gegengewicht und Kette, für vorübergehende Zwecke angewendet, ist beschrieben in den Erfahrungen 1861, S. 8.

Ueber Regeneratoren s. die Broschüre über den patentirten Kraftregenerator von Bochkoltz, Wien 1868; von Schmidt über denselben Gegenstand; den Aufsatz von Bender in der Zeitschrift des österr. Ing.-Vereines 1869, S. 212; von Bochkoltz in der Revue universelle des mines 1868 und 1869; über den Bochkoltzschen Regenerator mit comprimirter Luft, Uhland's Maschinen-Constructeur 1869, 2. Bd., S. 312; über die Versuche mit dem Gewichtsregenerator in Charleroi, von Pernolet, Annales des mines 1872, 7. Reihe, 1. Bd., S. 342, und Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1872, 2. Reihe, 1. Bd., S. 601; Bochkoltz, über praktische Resultate seines Regenerators, Zeitschrift deutscher Ing. 1873, 17. Bd., S. 1. Note von Leseure über den Regenerator, Bull de la soc. de l'ind. minérale 1868, 1. Reihe, 14. Bd., S. 387; Entgegnung darauf von Bochkoltz, Revue universelle 1872, 31. Bd.; Replik von Leseure, ebendas. 1872, 32. Bd., S. 232, Antwort von Bochkoltz, ebendas. 1873, 33. Bd , S. 233. Ueber diesen Regenerator handelt auch der Aufsatz: Zum theoretischen Studium der durch einfachwirkende Maschinen betriebenen Pumpwerke von Hrábak, Jahrb. der k. k. Bergakademieen 1874, 22. Bd., S. 272. Ueber Versuche mit Bochkoltz's Regenerator in Kladno, von Hrábak, Jahrb. der k. k. Bergakademieen 1876, 24. Bd., S. 95; Entgegnung darauf von Gustav Schmidt, ebendas. S. 249; Replik von Hrábak, ebendas. S. 252; Berichtigung dazu von Schmidt, ebendas. S. 405.

Ueber den hydraulischen Regenerator s. „Beitrag zur Erhöhung der Leistungsfähigkeit der einfachwirkenden Wasserhebmaschinen“ von Illeck, Zeitschr. des österr. Ing.-Vereines 1873, S. 283, dann Civilingenieur 1876, S. 185.

III. Andere Pumpenarten.

Ausser den bisher allein ins Auge gefassten Druckpumpen mit Mönch- und Hubpumpen mit Ventilkolben gibt es noch eine Anzahl anderer Pumpensysteme, von welchen hier nur jene zur Sprache kommen sollen, die für bergmännische Zwecke entweder wirklich Anwendung gefunden haben oder dafür vorgeschlagen wurden.

Perspectivpumpen.

Das Eigenthümliche dieses von Althans erfundenen, von Rittinger verbesserten und weiter cultivirten Pumpensystemes besteht darin, dass das gehobene Wasser durch den hohlen Mönchkolben selbst hindurchströmt, und dass die Pumpen, ohne eines Scheibenkolbens zu bedürfen, doppeltwirkend sind. Man nennt dieselben auch Rohrkolben-Pumpen.

Althans' Pumpe. In der Skizze Fig. 501 ist das Princip der Althans'schen Pumpe dargestellt. Darin ist *s* das Saugrohr, *v* das Saugventil, *p* der Pumpencylinder und *r* das Steigrohr. In den Cylinder *p* taucht der hohle, mit dem Druckventil *d* ausgestattete Mönchkolben *k*, an dessen oberem Ende sich eine Stopfbüchse befindet, welche an dem glatt abgedrehten untersten Steigrohr gleitet. Der Kolben *k* ist mit dem Gestänge verbunden und bewegt sich mit diesem auf und nieder. Beim Aufgange ist das Druckventil *d* geschlossen, das Saugventil *v* geöffnet, der Kolben *k* verhält sich ganz wie ein aus dem Cylinder austretender Plunger und saugt ein Wasservolum an, welches dem Product aus dem ganzen Querschnitte von *k* und dem Hube gleichkommt. Gleichzeitig wird, indem der Kolben sich am Steigrohre *r* aufwärts schiebt, der von *r* und *k* zusammen eingeschlossene Hohlraum verkleinert, und

zwar um ein Volum, welches dem Product aus dem ganzen Querschnitte von r und der Hubhöhe gleichkommt, und es muss ein ebenso grosses Volum an Wasser aus k durch r aufsteigen. Es wird mithin beim Aufgange zugleich Wasser gesaugt und gehoben.

Beim Niedergange ist v geschlossen, d geöffnet. Der Kolben k dringt in den Cylinder p ein und lässt oben das Rohr r ins Freie gelangen. Der ober dem Ventil v befindliche, von den Röhren eingeschlossene Raum wird um das Product aus dem Hub und der Differenz der Querschnitte von k und r kleiner, und ein dieser Volumsverminderung entsprechendes Wasserquantum muss durch das Steigrohr r aufströmen.

Die Pumpe ist also insofern doppeltwirkend, als beim Auf- wie beim Niedergange Wasser gehoben wird, welches Resultat ohne Scheibenkolben erreicht wird; es kommen nur Stopfbüchsendichtungen vor. Aus letzterem Grunde ist die zulässige Satz- oder Förderhöhe ebenso gross als bei Druckpumpen mit Mönchkolben. Die Vortheile des Principes der doppelten Wirkung sind später näher besprochen; sie bestehen in dem kleineren Steigröhren-Querschnitt und dem im Vergleich zu einfachwirkenden Druckpumpen geringeren Gestänggewicht.

Ferner ist die Pumpe einaxig, nimmt im Schachte wenig Raum ein und zeigt eine einfache Anordnung. Eine erhebliche Ansammlung von Luft im Pumpencylinder kann nicht stattfinden, weil das Rohr k, Fig. 501, beim Aufgange sich nahe bis an das obere Ende des Cylinders p bewegt, daher die etwa vorhandene Luft beim folgenden Niedergange durch das sich öffnende Druckventil d entweicht.

Rittinger's Perspectivpumpe. Die obige Pumpe zeigt hingegen den Uebelstand, dass das Druckventil zu schwer zugänglich ist und erst herausgenommen werden kann, nachdem man den Mönchkolben aus dem Pumpencylinder herausgezogen hat. Rittinger beseitigte diesen Uebelstand dadurch, dass er das Druckventil d nach Fig. 503 in einen besonderen, im Kolben k eingeschalteten Ventilkasten b verlegte, welcher mit einer Oeffnung versehen ist, die in der gewöhnlichen Art den Zutritt zu den Ventilen gestattet. Nachtheilig ist dabei nur, dass die Saughöhe um die Entfernung des unteren Kolbenrandes vom Druckventile grösser wird als bei der vorigen Anordnung und bei gewöhnlichen Druckpumpen.

Berechnung der Pumpe. Es seien A, Fig. 503, der ganze Querschnitt des Mönchkolbens, a der Querschnitt des in denselben eintauchenden Steigrohres, M_a die bei einem Auf- und M_n die bei einem Niedergange in das Steigrohr gelangende Wassermenge, s der Hub, so ist, wie aus der oben erläuterten Wirkungsweise der Pumpe hervorgeht,

$$(1) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad \begin{cases} M_a = as \text{ und} \\ M_n = (A - a)\, s. \end{cases}$$

Die Summe beider Mengen, d. h. die beim Auf- und Niedergange gehobene Menge ist

$$(2) \quad \ldots\ldots \quad M_a + M_n = A\,s$$

gleich der beim Aufgange durch den Mönchkolben mit dem Querschnitte A gesaugten Menge, wie natürlich.

Es seien ferner m die von der Pumpe zu liefernde Wassermenge pr. Secunde, v die mittlere Kolbengeschwindigkeit und n die Anzahl Doppelhube pr. Minute, so hat man

$$(3) \quad \ldots\ldots \quad n = \frac{60\,v}{2\,s},$$

ferner

$$m = \frac{n}{60}\,(M_a + M_n)$$

oder wegen (2) und (3), und indem man annimmt, dass die wirklich gehobene Menge nur 95% der theoretischen betrage,

$$m = \frac{0{\cdot}95}{60}\,\frac{60\,v}{2\,s}\,A\,s,$$

$$(4) \quad \ldots\ldots \quad A = 2{\cdot}15\,\frac{m}{v}.$$

Dividirt man ferner die untere von den Gleichungen (1) durch die obere, so ergibt sich

$$\frac{M_n}{M_a} = \frac{A}{a} - 1,$$

$$(5) \quad \ldots\ldots \quad a = A\,\frac{M_a}{M_n + M_a}.$$

Für $M_n = 0$ wird $a = A$ und arbeitet die Pumpe als einfach wirkende Hubpumpe, da nun beim Niedergange kein Wasser durch die Steigröhren aufwärts strömt.

Hat man das Verhältniss zwischen M_a und M_n angenommen, so berechnet man aus (4) und (5) die Querschnitte A und a, dann die Zahl n Doppelhube aus (3), wobei s wie für Druckpumpen mit Mönchkolben, v gleich 0·3 bis 0·6, für rotirende Maschinen bis 0·8^{m} angenommen werden kann. Ist M_n grösser als M_a, so wird es bei Maschinen ohne rotirende Welle zweckmässig sein, die Geschwindigkeit beim Niedergange v_n geringer als beim Aufgange v_a zu nehmen; in (3) ist dann für v die nach S. 60 zu berechnende mittlere Geschwindigkeit einzuführen.

Der innere Durchmesser des unteren Steigrohrendes ergibt sich durch Abzug der doppelten Wandstärke desselben vom äusseren Durch-

messer. Die weitere Fortsetzung dieses Rohres kann eine derartige Lichte erhalten, dass die Geschwindigkeit des Wassers darin den Werth von 1 bis $1{\cdot}5^{m}$ nicht übersteigt; bei dieser Ermittlung ist also die grössere der beiden Mengen M_a und M_n ins Auge zu fassen.

Bei gleicher Höhe und Anzahl der Hube muss der Mönchkolben einer gewöhnlichen Pumpe denselben Querschnitt A erhalten, wie der hohle Kolben einer Perspectivpumpe, wenn beide die gleiche Wassermenge liefern sollen.

Berechnung des Gestänges. Seien $\mathfrak{h}$ die Entfernung der Mittelstellung des Druckventiles d, Fig. 503, bis zum Unterwasserspiegel, H die ganze Förderhöhe der Pumpe, γ das Gewicht der Volumseinheit Wasser. Beim Aufgange wirkt der Wasserdruck im Innern des Mönchkolbens k, ober dem Druckventil d, nach allen Seiten, jedoch ist die Fläche a der Einwirkung dieses Druckes entzogen, daher ein abwärts gerichteter Druck $a(H-\mathfrak{h})\gamma$ auf den Mönchkolben resultirt. Hierzu kommt der vom Ansaugen rührende Widerstand, welcher, abgesehen von dem auf den unteren Rand des Mönchkolbens wirkenden Auftriebe, gleich $A\mathfrak{h}\gamma$ ist; es ist daher der ganze reine Widerstand beim Aufgange gleich

$$(6) \quad . \quad . \quad W_a = a(H-\mathfrak{h})\gamma + A\mathfrak{h}\gamma = \gamma[A\mathfrak{h} + a(H-\mathfrak{h})].$$

Beim Niedergange wirkt der Wasserdruck aufwärts auf die Fläche $A - a$, es ist daher der reine Widerstand

$$(7) \quad . \quad W_n = (A-a)(H-\mathfrak{h})\gamma = \gamma[A(H-\mathfrak{h}) - a(H-\mathfrak{h})].$$

Bei einer Druckpumpe mit Mönchkolben von der Fläche A, Saughöhe h und ganzen Förderhöhe H dagegen ist der Widerstand beim Aufgange

$$\gamma A h$$

und beim Niedergange

$$\gamma A(H-h);$$

vergleicht man diese Ausdrücke mit den obigen, so sieht man, dass für $h=\mathfrak{h}$ bei der Perspectivpumpe der Widerstand beim Aufgange um $\gamma a(H-\mathfrak{h})$ grösser, beim Niedergange um denselben Werth kleiner ist als bei der Mönchkolben-Pumpe. Aus letzterem Grunde ergibt sich auch das Gestänggewicht entsprechend kleiner.

Ferner lassen sich die Ausdrücke (6) und (7) für die Widerstände der Perspectivpumpe auch in der Form schreiben:

$$(8) \quad . \quad . \quad . \quad \left\{ \begin{array}{l} W_a = \gamma A\mathfrak{h}\left[1 + \frac{a}{A}\left(\frac{H}{\mathfrak{h}} - 1\right)\right] \\ \text{und} \\ W_n = \gamma A\left\{H - \mathfrak{h}\left[1 + \frac{a}{A}\left(\frac{H}{\mathfrak{h}} - 1\right)\right]\right\}, \end{array} \right.$$

und wenn man wieder diese Ausdrücke mit der für die Plungerpumpe giltigen vergleicht, so zeigt sich, dass die Perspectivpumpe beim Auf- und Niedergange denselben Widerstand verursacht, wie eine Plungerpumpe mit der Saughöhe

$$(9) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad h = \mathfrak{h}\left[1 + \frac{a}{A}\left(\frac{H}{\mathfrak{h}} - 1\right)\right].$$

Es kann mithin das Gestänge ganz so berechnet werden, wie für Mönchkolben-Druckpumpen, und kommt dabei in den betreffenden Formeln für A der Querschnitt des Kolbens der Perspectivpumpe, für H die gesammte Förderhöhe derselben und für h der Werth (9) einzusetzen, worin a den Querschnitt des unteren Steigrohrendes und $\mathfrak{h}$ die Entfernung der Mittelstellung des Druckventils vom Unterwasserspiegel bedeuten. Der Coëfficient α für die Nebenhindernisse kann dabei

$$\alpha = 1{\cdot}15$$

gesetzt werden.

Da der Widerstand beim Aufgange grösser, das erforderliche Gestänggewicht aber kleiner ist als bei einer gewöhnlichen Druckpumpe, so tritt hier schon bei geringerer Schachttiefe die Grenze ein, wo der aus dem Gewicht berechnete Querschnitt für die Zugfestigkeit beim Aufgange nicht mehr ausreicht, daher die Perspectivpumpen im Allgemeinen nicht für ebenso grosse Schachttiefe anwendbar sind, als die gewöhnlichen. Uebrigens lässt sich diese Tiefe durch Vergrösserung des Gestängquerschnittes und Anwendung einer Ausgleichung, oder durch ein Gestänge mit nach unten abnehmenden Querschnitten steigern. Bei Maschinen mit rotirender Welle und zwei Pumpentouren ist das Gewicht gleichgültig, da beide Gestänge sich gegenseitig ausgleichen. Bei nur einer Pumpentour wird das System für gleichen Gesammtwiderstand beim Auf- und Niedergange, daher für eine doppeltwirkende Maschine mit oder ohne rotirende Welle nur bei gleichzeitiger Anordnung einer Gestängausgleichung anwendbar sein, weil sonst das Gewicht G des Gestänges sehr klein, sein Querschnitt für die Festigkeit zu gering wird. Unter Vernachlässigung der Nebenhindernisse müsste nämlich in diesem Falle

$$G + W_a = W_n - G,$$

$$G = \frac{W_n - W_a}{2},$$

oder wenn man hierin die Werthe (6) und (7) einsetzt und $\mathfrak{h}$ vernachlässigt

$$G = \gamma\,\frac{(A - a)\,H - a\,H}{2} = \gamma\,H\left(\frac{A}{2} - a\right)$$

sein. Soll also das Gestänggewicht G einen positiven Werth erhalten, so muss $a < \frac{A}{2}$ sein, und da a, um eine zu grosse Querschnittsverengung zu vermeiden, nicht viel unter $\frac{1}{2} A$ sinken darf, wird G verhältnissmässig klein.

Pumpe mit dem kleinsten Steigrohr-Querschnitt. Der Steigrohr-Querschnitt hängt von der grösseren der Wassermengen M_a und M_n ab, welche bei einem Auf- und einem Niedergange gehoben werden; derselbe wird daher am geringsten, wenn

$$M_a = M_n$$

ist. Hiermit wird der lichte Querschnitt des Steigrohrs unter sonst gleichen Umständen nur halb so gross, als für eine einfachwirkende Pumpe, da diese nur beim Niedergange Wasser in das Steigrohr drückt. Für $M_a = M_n$ ergibt sich aus (5) der ganze Querschnitt a des unteren Steigrohrendes

$$\text{(10)} \quad a = 0{\cdot}5\, A;$$

es wird ferner der Werth, der statt h bei der Gestänge-Berechnung anzuwenden kommt, nach (9)

$$h = \frac{H + \mathfrak{h}}{2}$$

und der reine Widerstand beim Auf- und Niedergange nach (6) und (7)

$$\text{(11)} \quad \begin{cases} W_a = \frac{A}{2} (H + \mathfrak{h})\, \gamma, \\ W_n = \frac{A}{2} (H - \mathfrak{h})\, \gamma. \end{cases}$$

Der Ausdruck für W_n zeigt, dass dieser Widerstand, daher auch das Gestänggewicht, nur halb so gross wird als für eine einfachwirkende Druckpumpe von gleicher Saug- und ganzer Förderhöhe des Wassers, dann von gleichem Kolbenquerschnitte A.

Es ist dies die bei den ausgeführten Pumpen eingehaltene Anordnung. Bei der Berechnung des Gestänges hat man sodann ganz nach den früher gegebenen allgemeinen Regeln vorzugehen.

Pumpe mit dem kleinsten Gestänggewicht. Soll das Gestänggewicht auf das nothwendige Minimum reducirt werden, so hat man die Berechnung auf folgende Art auszuführen. Es sei G das Gewicht, Q der oberste Querschnitt des Gestänges, $\mathfrak{A}$ dessen zulässige Belastung pr. Flächeneinheit, $\mathfrak{M}$ die etwa von der Kraftmaschine herrührende Belastung; multiplicirt man wegen der Nebenhindernisse den reinen Widerstand W_a

und W_n der Pumpe beim Auf- und Niedergange mit $\alpha = 1{\cdot}15$, so ergibt sich mit Rücksicht auf genügende Zugfestigkeit beim Aufgange

$$(12) \quad \mathfrak{A}\, Q = \alpha\, W_a + G$$

und für den selbstthätigen Niedergang

$$(13) \quad G = \alpha\, W_n - \mathfrak{M}.$$

Addirt man beide Gleichungen, so folgt

$$\mathfrak{A}\, Q = \alpha\, (W_a + W_n) - \mathfrak{M}$$

und nach Einsetzung der Werthe (6) und (7)

$$\mathfrak{A}\, Q = \alpha \gamma A H - \mathfrak{M};$$

die Grösse rechts vom Gleichheitszeichen ist dabei der Gesammtwiderstand beim Aufgange, und es ergibt sich

$$(14) \quad Q = \frac{\alpha \gamma A H - \mathfrak{M}}{\mathfrak{A}}.$$

Ferner erhält man aus (13) durch Einsetzung des Werthes (7) von W_n

$$G = \alpha\gamma\, (A - a)\, (H - \mathfrak{h}) - \mathfrak{M},$$

$$(15) \quad a = A - \frac{G + \mathfrak{M}}{\alpha\gamma\, (H - \mathfrak{h})}.$$

Man berechnet nun zuerst nach (4) den Querschnitt A des Mönchkolbens. Hierauf ergibt sich aus (14) der für die Zugfestigkeit nothwendige oberste Gestängquerschnitt. Soll dieser Querschnitt für das ganze Gestänge beibehalten werden, so kann man sofort das Gewicht G des letzteren nebst anhängenden Theilen aus den Dimensionen berechnen und nach Einführung des erhaltenen Werthes G in (15) aus dieser Gleichung den Querschnitt a des unteren Steigrohrendes ermitteln.

Soll dagegen behufs weiterer Gewichtsverminderung das Gestänge aus einzelnen Stücken mit abnehmendem Querschnitt zusammengesetzt werden, so behält man für das oberste Stück den aus (14) berechneten Querschnitt Q_1 bei, ermittelt das Gewicht G_1 dieses obersten Stückes, und setzt für das folgende Stück, dessen Querschnitt Q_2 sei,

$$\mathfrak{A}\, Q_2 = \mathfrak{A}\, Q_1 - G_1,$$

aus welcher Gleichung sich Q_2 ergibt, so dass das Gewicht G_2 des zweiten Stückes ermittelt werden kann. Für das dritte Stück wird sonach

$$\mathfrak{A}\, Q_3 = \mathfrak{A}\, Q_2 - G_2$$

u. s. w. Zum Schlusse berechnet man das Gesammtgewicht $G = G_1 + G_2 + \ldots$ des Gestänges und dann aus (15) den Querschnitt a.

Man wird indessen bei dieser Berechnung die Querschnitte nicht stets auf das wegen des Zuges beim Aufgange zulässige Minimum reduciren können, da sonst beim Niedergange die Sicherheit gegen Zerknicken zu gering werden kann.

Je mehr nun a von dem Werthe $\frac{A}{2}$ abweicht, desto verschiedener wird die beim Auf- und Niedergange durch das Steigrohr strömende Wassermenge, einen desto grösseren Durchmesser erfordert dessen obere Fortsetzung.

Befindet sich am Gestänge noch eine Hubpumpe, und seien A_h deren Kolbenfläche, H_h ihre Förderhöhe und G_o das um den Auftrieb verminderte Gestänggewicht derselben, so wird nun der reine Widerstand W_a und W_n beim Auf- und Niedergange

$$W_a = a(H - \mathfrak{h})\gamma + A\mathfrak{h}\gamma + A_h H_h \gamma + G_o,$$

$$W_n = (A - a)(H - \mathfrak{h})\gamma - G_o,$$

daher ergibt sich auf demselben Wege wie früher

$$\mathfrak{A}Q = \alpha(W_a + W_n) - \mathfrak{M} = \alpha\gamma(AH + A_h H_h) - \mathfrak{M},$$

$$(16) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad Q = \frac{\alpha\gamma(AH + A_h H_h) - \mathfrak{M}}{\mathfrak{A}},$$

sodann

$$G = \alpha W_n - \mathfrak{M} = \alpha(A - a)(H - \mathfrak{h})\gamma - \alpha G_o - \mathfrak{M},$$

$$(17) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad a = A - \frac{G + \alpha G_o + \mathfrak{M}}{\alpha\gamma(H - \mathfrak{h})},$$

und es sind nun bei der Berechnung die Ausdrücke (16) und (17) statt (14) und (15) zu gebrauchen.

Construction. Die Wandstärken aller Theile, Form und Dimensionen der Ventile und des Gestänges ergeben sich wie für gewöhnliche Pumpen.

Die Ausführung einer Perspectivpumpe zeigen Fig. 503 im Schnitt und 504 in der Ansicht. Ueber die Construction kommt den früheren Erläuterungen nur noch beizufügen, dass die Hähne hh zur Entleerung der Pumpe dienen. Soll das Wasser durch die Röhren selbst in den Sumpf laufen, so ist ein Rohr mit Hahn von dem Raum ober jedem Ventil zu dem Raum unter demselben zu führen. Bei grossen Dimensionen und Hubhöhen wäre der Ventilkasten besser abgesondert vom Kolben herzustellen.

Das Gestänge kann entweder auf die ganze Förderhöhe als Doppelgestänge ausgeführt, das Steigrohr zwischen den beiden Theilen desselben aufgestellt werden, wobei sich die Führungslager der Gestänge zugleich zur Sicherung des Steigrohres gegen Seitenschwankungen be-

nützen lassen, indem man zwei Einstriche und auf diese vier Querhölzer legt, von denen zwei zwischen dem Steigrohr und den Gestängtheilen, die zwei anderen ausserhalb der Gestänge liegen. In der Höhe des Ausgusses ist dann das Steigrohr seitwärts abzubiegen und weiter oben die Verbindung der zwei Gestänghälften mit dem folgenden einfachen Gestänge in gewöhnlicher Art herzustellen.

Oder das Gestänge ist einfach und nur oberhalb der Pumpe gegabelt, wie in Fig. 504; das Steigrohr q muss dann gleich oberhalb der Pumpe seitwärts gebogen und weiter vertical hinauf geführt werden, wobei sich eine der S. 70 angegebenen Constructionen benützen lässt. Die Gabelung ist in Fig. 504 durch eiserne Einlagen e, Gegenplatten und ausserhalb des Gestänges liegende Schrauben hergestellt.

Die Verbindung mit dem bewegten Röhrenstück k erfolgt nach der Zeichnung durch Platten p, welche an das Rohr ober dem Druckventilkasten b angegossen und durch aussen liegende Schrauben mit Gegenplatten verbunden sind. Die Platten p werden auch am Ventilkasten b selbst angebracht, was den Vortheil gewährt, dass dessen obere Flantsche beim Aufgange nicht durch den ganzen, dem inneren Querschnitt des Rohres k entsprechenden Wasserdruck in Anspruch genommen ist. Bei grossen Dimensionen jedoch müssten die Gabelstangen dabei zu weit auseinander gerückt werden, um genug Raum für die Schraubenköpfe an der dem Ventilkasten zugekehrten Seite zu schaffen.

Die Unterstützung des Pumpencylinders p und Saugrohres s erfolgt durch zwei Lager $L L_1$, von welchen das untere L_1 hauptsächlich den beim Niedergange auf das Saugventil wirkenden, dem Querschnitte A des Mönchkolbens entsprechenden Druck aufzufangen, das obere dem Pumpencylinder p eine unveränderliche Stellung zu ertheilen und als Führung für die Gabelstangen zu dienen hat. Es wäre nicht zweckmässig, den genannten Druck schon durch das Lager L auffangen zu lassen, weil sonst beim Niedergange in der oberen Flantsche des Saugventilkastens ein ebenso grosser Zug eintreten würde.

Das Saugrohr s ist mittelst angegossener Platten auf Einstrichen und Querhölzern befestigt. Das Lager L ist durch Fig. 510 und 511 in doppeltem Maassstabe dargestellt. Der Pumpencylinder p ruht mit angegossenen Platten auf zwei, der Raumersparung wegen als aus Gusseisen bestehend angenommenen Trägern t mit I-förmigem Querschnitte; auf diesen, sowie auf zwei Riegeln q sind Führungshölzer h für die Gabelstangen befestigt; die Träger t und Riegel q endlich sind durch zwei Einstriche gestützt.

Dem oberen Knierohr q dient ebenfalls ein gewöhnliches Lager zur

Stütze, auf welchem eine zweite Führung für die Gabelstangen angebracht ist.

Im Neuantonstolln bei Schemnitz wurden in einem tonnlägigen Schachte zwei Perspectivpumpen neben einander eingebaut.*)

Althans hat eine solche Pumpe mit zwei concentrischen hohlen Mönchkolben ausgestattet, von welchen der äussere mit dem inneren, der am Gestänge fest ist, in oder ausser Verbindung gebracht werden kann, so dass die Pumpe eine grössere oder geringere Wassermenge hebt.**)

Pumpen mit beweglichem Steigrohr (Rittingerpumpen).

Denkt man sich in Fig. 503 zwischen dem Ventilkasten *b* und dem Rohre *k* noch beliebig viele Rohre eingeschaltet, so wird dadurch an der Wirkungsart der Pumpe im Principe nichts geändert, und man kann auf diese Weise nach Fig. 514 an den Ventilkasten *b* eine bewegliche Röhrentour *R* anschliessen, welche bis in die Nähe des Ausgusses der Pumpe fortgesetzt und dort mittelst Stopfbüchse über das aussen abgedrehte, festgelagerte Rohr *r* geschoben ist, das die weitere Fortleitung des Wassers vermittelt.

Wird das obere Ende der Röhrentour *R* mit der Kraftmaschine direct, oder falls der Ausguss weiter unter dem Tagkranze des Schachtes liegt, mittelst eines Gestänges verbunden, so sieht man, dass die Fortsetzung dieses Gestänges vom Ausgusse bis zur Pumpe wegfällt; man nennt daher den Apparat Pumpe ohne Gestänge, wiewohl das Gestänge nicht fehlt, sondern seine Function zugleich mit der des Steigrohres durch die Röhrenleitung *R* vertreten wird. Nebstdem ist die Benennung Pumpen mit beweglichem Steigrohr, dann häufig Rittingerpumpen aus der Ursache im Gebrauch, weil der Genannte sich vorzugsweise mit der Einführung dieser Pumpen beschäftigt hat.

Zu den früher angeführten Vortheilen der Perspectivpumpen kommt hier noch, dass das Gestänge entbehrlich ist; die sich ergebende Ersparung wird indessen dadurch reducirt, dass die bewegliche Röhrentour wegen der Anspruchnahme auf Festigkeit eine kostspieligere Ausführung erhalten muss als ein gewöhnliches festes Steigrohr. Die unter hohem Druck befindliche, im Rohr eingeschlossene Wassermasse wirkt übrigens der Einknickung entgegen und ertheilt demselben eine grössere Sicherheit gegen den verticalen Druck beim Niedergange.

Es haben diese Pumpen in Oesterreich, insbesondere aber in Deutsch-

*) Erfahrungen 1856, S. 23.

**) Preuss Zeitschrift 1861, 9. Bd., S. 15.

land mehrfache Anwendung gefunden, bis zu Förderhöhen von mehr als 90^m, und zwar sowohl für die stabile Wasserhebung in grossen Dimensionen bis $0·75^m$ Mönchkolbendurchmesser, als auch zum Schachtabteufen. Für den letzteren Zweck sind dieselben wegen geringen Raumerfordernisses und grosser zulässiger Förderhöhe gut geeignet. Da nur beim Aufgange gesaugt wird, lässt man die zum Abteufen bestimmten Pumpen schnell laufen, um die Wässer gut zu Sumpf zu halten.

Bei den ausgeführten Wasserhaltungsanlagen ist meistens nur ein Pumpensatz ohne Gestänge ausgeführt, an welchen sich nach Umständen noch eine Hubpumpe anschliesst. Die folgende Berechnung ist auch unter dieser Annahme durchgeführt, lässt sich jedoch leicht auf den Fall anwenden, dass mehrere Sätze aufeinanderfolgen.

Berechnung der Pumpe. Der äussere Querschnitt A des Mönchkolbens ergibt sich wie für eine Pumpe mit Gestänge aus (4)

$$(18) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad A = 2·15 \frac{m}{v},$$

worin m die Wassermenge pr. Secunde und v die mittlere Geschwindigkeit bedeuten.

Der Querschnitt a, Fig. 514, des fixen Steigrohres ist nahezu ohne Einfluss auf die sonstigen Dimensionen und wird am zweckmässigsten so gross hergestellt, dass beim Auf- und Niedergange die gleiche Wassermenge durch das fixe Steigrohr strömt, welches dabei den kleinsten Durchmesser erhält; hiermit ergibt sich wie früher nach (10)

$$(19) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad a = 0·5\,A.$$

Der lichte Querschnitt a_1 des beweglichen Steigrohres muss gross genug sein, dass das Wasser darin keine zu grosse relative Geschwindigkeit annimmt. Beim Aufgange bewegt sich das Wasser gleichzeitig mit dem Steigrohre, die relative Geschwindigkeit ist Null; man hat daher nur den Niedergang zu berücksichtigen. Während desselben wird bei der Niedergangsgeschwindigkeit v_n pr. Secunde die Wassermenge

$$(A - a_1)\,v_n$$

in das Steigrohr gedrängt und die absolute aufwärts gerichtete Geschwindigkeit des Wassers im Steigrohre ist

$$\frac{A - a_1}{a_1} v_n,$$

daher die relative Geschwindigkeit v_1

$$v_1 = v_n + \frac{A - a_1}{a_1} v_n = v_n \frac{A}{a_1};$$

hieraus ergibt sich

(20) $a_1 = \frac{v_n}{v_1} A.$

Es ist daher für v_1 ein mässiger Werth, 1 bis $1·5^m$ anzunehmen und danach a_1 zu berechnen. Der oberste Theil des beweglichen Steigrohres, an welchem sich die Stopfbüchse befindet, ist nach Bedarf etwas zu erweitern, um für das Eintauchen des fixen Steigrohres den genügenden Raum zu schaffen.

Geschwindigkeit v und Hub s sind wie bei anderen Pumpen anzunehmen. Bei stabiler Wasserhebung findet man Hubhöhen s bis zu 3^m; die Geschwindigkeit geht bei rotirender Maschine bis zu $0·8^m$.

Gestänggewicht. Da der Ausguss sich in grösserer Tiefe unter dem Tagkranze befinden kann, ist der Allgemeinheit wegen anzunehmen, dass das Rohrgestänge durch ein massives Gestänge mit der Kraftmaschine verbunden sei. Ferner soll vorausgesetzt werden, dass auch eine Hubpumpe vorhanden sei.

Es bezeichne H die ganze Förder- und h, Fig. 514, die Höhe von der Mittelstellung des Druckventiles bis zum Unterwasserspiegel, A_h den Querschnitt und H_h die Förderhöhe der Hubpumpe, G_o deren um den Auftrieb vermindertes Gestänggewicht, $\mathfrak{M}$ die von der Maschine herrührende Belastung, G_n das für den Niedergang erforderliche Gewicht des massiven Gestänges und des beweglichen Steigrohres nebst anhängenden Theilen, doch mit Ausschluss des Hubpumpen-Gestänges, W_a und W_n den reinen Widerstand der Pumpen sammt Hubpumpen-Gestänge beim Auf- und Niedergange, w_a und w_n die Nebenwiderstände für diese beiden Bewegungen.

Der Widerstand W_a wird nahe gleich dem Gewichte der Wassersäule vom Querschnitte a_1 und der Höhe $H - h$, mehr dem aus der Saughöhe h resultirenden, auf den Querschnitt A wirkenden, sowie dem von der Hubpumpe rührenden Widerstand, d. h. es ist

(21) . . $W_a = 1000 [a_1 (H - h) + A h + A_h H_h] + G_o,$

für den Niedergang dagegen ist

(22) $W_n = 1000 (A - a_1) (H - h) - G_o.$

Der Nebenwiderstand tritt bei der Pumpe ohne Gestänge vorzüglich beim Niedergange, bei der Hubpumpe während des Aufganges ein; man kann denselben bei der ersteren Pumpe für den Aufgang gleich 5, für den Niedergang gleich 10 Procent des der ganzen Förderhöhe entsprechenden Wasserdruckes auf den Kolben setzen, bei der Hubpumpe umgekehrt nach dieser Annahme wird

$$w_a = 1000 (0·05\, A\, H + 0·1\, A_h\, H_h) \text{ oder}$$

17*

$$(23) \quad \ldots \ldots \quad w_a = 50\,(A\,H + 2\,A_h\,H_h)$$

und ebenso

$$(24) \quad \ldots \ldots \quad w_n = 50\,(2\,A\,H + A_h\,H_h).$$

Das wirksame Gestänggewicht G_n ergiebt sich nun verschieden für eine einfach- und eine doppeltwirkende Maschine.

1) Für die einfachwirkende Maschine muss, damit der Niedergang stattfinde,

$$G_n + \mathfrak{M} = W_n + w_n,$$

$$(25) \quad \ldots \ldots \quad G_n = W_n + w_n - \mathfrak{M} \text{ sein;}$$

2) für die doppeltwirkende Maschine muss der totale Widerstand beim Auf- und Niedergange gleich gross, d. h. es muss

$$G_n + \mathfrak{M} + W_a + w_a = W_n + w_n - (G_n + \mathfrak{M})$$

sein, und hieraus folgt

$$(26) \quad \ldots \ldots \quad G_n = \frac{W_n + w_n - (W_a + w_a)}{2} - \mathfrak{M}.$$

Querschnitt des Röhrengestänges. Das bewegliche Steigrohr oder Gestänge muss die genügende Sicherheit gegen Zerreissen durch die Belastung in der Richtung seiner Axe, sowie gegen Zerreissen durch den inneren Druck, endlich beim Niedergange den erforderlichen Widerstand gegen Zerknicken darbieten.

Ist $\mathfrak{A}$ die gestattete Belastung der Flächeneinheit des obersten Querschnittes, Q der für die absolute Festigkeit nothwendige Querschnitt, G das Gesammtgewicht des Röhrengestänges, so muss

$$\mathfrak{A}\,Q = G + W_a + w_a$$

sein. Ist ferner L die Länge und δ das Gewicht der Volumseinheit des Röhrengestänges, β der wegen der Verbindungen anzuwendende Coëfficient (S. 141), M das Gewicht von Mönchkolben, Ventilkasten und etwa vorhandenem Windkessel, F das Gewicht der Gestängführungen und Fangvorrichtungen, so wird

$$(27) \quad \ldots \ldots \quad G = \beta\,Q\,L\,\delta + M + F,$$

daher sich, wenn man diesen Werth oben einführt,

$$\mathfrak{A}\,Q = \beta\,Q\,L\,\delta + W_a + w_a + M + F$$

und der für die Zugfestigkeit erforderliche Querschnitt

$$Q = \frac{W_a + w_a + M + F}{\mathfrak{A} - \beta\,L\,\delta}$$

ergibt. Zur Sicherung gegen den radialen Druck des Wassers muss ferner

das Steigrohr die für Röhrenwände S. 8 gegebene Stärke e besitzen. In den betreffenden Formeln ist der Atmosphärendruck

$$n = \frac{1000\,(H - h)}{10000} = 0{\cdot}1\,(H - h)$$

und der Rohrdurchmesser

$$d_1 = \sqrt{\frac{4\,a_1}{\pi}} = 1{\cdot}13\,\sqrt{a_1}$$

zu setzen; aus e ergibt sich sodann der für den inneren Druck erforderliche Querschnitt

$$Q = (d_1 + 2\,e)^2 \frac{\pi}{4} - a_1 = (4\,d_1\,e + 4\,e^2)\,\frac{\pi}{4} =$$
$$= 3{\cdot}142\,e\,(1{\cdot}13\,\sqrt{a_1} + e).$$

Da das Gestänge gegen beide Zerstörungsarten sicher sein muss, ist der Querschnitt Q gleich dem grösseren der beiden Werthe

$$(28) \quad \ldots\ldots \quad Q = \begin{cases} \dfrac{W_a + w_a + M + F}{\mathfrak{A} - \beta\,L\,\delta} \\ 3{\cdot}142\,e\,(1{\cdot}13\,\sqrt{a_1} + e) \end{cases}$$

zu setzen, wobei für Gusseisen

$$\mathfrak{A} = 2{,}000000, \quad e = 0{\cdot}0005\,(H - h)\,\sqrt{a_1} + 0{\cdot}007,$$

und für Schmiedeisen

$$\mathfrak{A} = 6{,}000000, \quad e = 0{\cdot}00015\,(H - h)\,\sqrt{a_1} + 0{\cdot}003,$$

ferner für beide Materialien

$$\delta = 7800 \text{ Kil.}$$

genommen werden kann.

Das Gewicht G, welches das bewegliche Steigrohr sammt anhängenden Theilen erhält, ergibt sich sonach aus (27).

Querschnitt des Gestänges ober der Pumpe. Ist Q_1 der Querschnitt, $\mathfrak{A}_1$ die zulässige Belastung und G_1 das Gewicht des Gestänges, welches das bewegliche Steigrohr mit der Maschine verbindet, so muss

$$\mathfrak{A}_1\,Q_1 = G + G_1 + W_a + w_a$$

sein; bezeichnet sodann für dieses Gestänge L_1 die Länge, β_1 den die Gestängeverbindungen berücksichtigenden Coëfficienten, δ_1 das Gewicht der Volumseinheit und F_1 das Gewicht der Führungs- und Fangvorrichtungstheile, so wird

$$(29) \quad \ldots\ldots \quad G_1 = \beta_1\,Q_1\,L_1\,\delta_1 + F_1,$$

daher

$$\mathfrak{A}_1 Q_1 = G + \beta_1 Q_1 L_1 \delta_1 + F_1 + W_a + w_a,$$

$$(30) \quad . \; . \quad . \; . \quad Q_1 = \frac{G + F_1 + W_a + w_a}{\mathfrak{A}_1 - \beta_1 L_1 \delta_1},$$

worin für G das oben zuletzt berechnete Gewicht des beweglichen Steigrohres, ferner für Nadelholz

$$\mathfrak{A}_1 = 600000, \; \delta_1 = 700,$$

für Eichenholz

$$\mathfrak{A}_1 = 900000, \; \delta_1 = 900,$$

und für Schmiedeisen dieselben Werthe wie früher zu setzen sind.

Hat man Q_1 ermittelt, so ergibt sich G_1 aus (29).

Wird nun die Summe $G + G_1$ nach (27) und (29) merklich verschieden von dem aus (25) oder (26) erhaltenen Werthe G_n, so muss der letztere auf unten angegebene Art erreicht werden.

Sicherung gegen den Druck beim Niedergange. Der Druck beim Niedergange ist in einem beliebigen Querschnitte stets gleich der Differenz der Kräfte, welche auf das ganze unter dem betrachteten Querschnitte befindliche Gestänge wirken. Es wird mithin dieser früher stets mit K bezeichnete Druck, unter Vernachlässigung des Nebenwiderstandes, am unteren Ende des beweglichen Steigrohrs gleich

$$W_n - M,$$

unter dem Befestigungspunkte des Hubpumpengestänges um G_o grösser; am obern Ende des beweglichen Steigrohrs, zugleich am unteren Ende des massiven Gestänges, gleich

$$W_n - G$$

und am oberen Ende des massiven Gestänges gleich

$$W_n - (G + G_1).$$

Mittelst dieser Werthe von K bestimmt man nun nach den S. 150 u. f., für Röhrengestänge insbesondere nach S. 156 gegebenen Regeln den Abstand der Führungen. Es ist jedoch rathsam, diesen Abstand wegen der doch geringeren Widerstand leistenden Flantschenverbindungen kleiner als nach der Rechnung zu nehmen.

Gang der Berechnung. Nachdem man nach S. 258 die Pumpe, dann aus (21) bis (24) die Widerstände W_a, W_n, w_a und w_n bestimmt hat, ermittelt man für eine einfachwirkende Maschine aus (25), für eine doppeltwirkende aus (26) das für den Niedergang nothwendige Gestänggewicht G_n. Sodann setzt man den Querschnitt Q des Steigrohres gleich dem grösseren der Werthe (28) und ermittelt danach dessen Gewicht G aus

(27); ebenso bestimmt man Querschnitt Q_1 und Gewicht G_1 des massiven Gestänges aus (30) und (29).

Stimmt $G + G_1$ mit G_n nahe überein, so kann man die berechneten Gestängquerschnitte beibehalten. In der Regel wird dies aber nicht der Fall sein, und man hat dann in folgender Art vorzugehen.

1) Ist $G + G_1 > G_n$, so ist das Gestänge zu schwer und es muss ein Gegengewicht angebracht werden, dessen auf das Gestänge reducirtes Gewicht

$$G_2 = G + G_1 - G_n$$

zu setzen ist. Dieser Fall wird meistens bei Anwendung einer doppeltwirkenden Maschine, also wenn G_n nach (26) berechnet wurde, eintreten; es kann dabei G_n selbst negativ, also G_2 grösser als $G + G_1$ ausfallen. Bei zwei durch Kunstwinkel gekuppelten Gestängen fällt natürlich das Gegengewicht weg.

Statt ein Gegengewicht anzubringen, kann man auch a_1 kleiner nehmen (siehe unten), wodurch indessen die Geschwindigkeit des Wassers im Steigrohre grösser wird, oder dem letzteren einen veränderlichen Querschnitt geben, welche Construction später besprochen ist.

2) Ist $G + G_1 < G_n$, so ist das berechnete Gestänge zu leicht, und man kann nun

a) die Wandstärke der Röhren und den Querschnitt des massiven Gestänges so weit vergrössern, dass das nothwendige Gewicht G_n erreicht, jedoch die genügende Zugfestigkeit vorhanden ist. Hierbei kann auch der Druck beim Niedergange berücksichtigt und die grössere Querschnittsvermehrung bei demjenigen von beiden Gestängen vorgenommen werden, welches in dieser Beziehung voraussichtlich die geringere Sicherheit besitzt, resp. einen zu geringen Abstand der Führungen benöthigt.

b) Will man dagegen an Gestänggewicht sparen und das erforderliche Mehrgewicht durch Belastung des Mönchkolbens herstellen, so berechnet man den Querschnitt Q_1 des massiven Gestänges ober der Pumpe, welcher ausser dem Widerstande beim Aufgange die Gesammtlast G_n zu tragen hat, nach der Formel

$$\mathfrak{A}_1 Q_1 = G_n + W_a + w_a,$$

(31) $$Q_1 = \frac{G_n + W_a + w_a}{\mathfrak{A}_1},$$

sodann das Gewicht G_1 dieses Gestänges nach (29). Hierauf ermittelt man den Querschnitt Q des beweglichen Steigrohres mittelst

$$\mathfrak{A}\, Q = G_n - G_1 + W_a + w_a,$$

(32) $$Q = \frac{G_n - G_1 + W_a + w_a}{\mathfrak{A}}.$$

Nebstdem berechnet man Q nach dem unteren der in Formel (28) stehenden Ausdrücke. Von den beiden für Q erhaltenen Werthen behält man den grösseren bei und erhält sodann das Gewicht G des Steigrohres nach (27).

Nun wird sich $G + G_1$ kleiner als G_n ergeben und es ist daher auf dem Mönchkolben ein Belastungsgewicht g

(33) $g = G_n - (G + G_1)$

anzubringen, wodurch das totale Gestänggewicht auf den Betrag G_n ergänzt wird. Die Querschnitte sind dabei hinreichend gross, da bei deren Berechnung eben die ganze Last G_n als wirksam angenommen und nebstdem der innere Druck berücksichtigt wurde.

c) Endlich kann man a_1 grösser nehmen, wodurch der Vortheil erreicht wird, dass das Wasser im Steigrohre sich mit geringerer Geschwindigkeit bewegt.

Die Vergrösserung von a_1 hat nach (21) und (22) die Folge, dass W_a wächst und W_n abnimmt; nach (25) und (26) wird daher G_n kleiner. Zufolge (28) aber wird dabei Q, mithin das Gewicht G des Steigrohres und auch das des massiven Gestänges G_1 grösser. Es werden daher G_n und $G + G_1$ einander mehr genähert.

Zum Schlusse ermittelt man nach S. 262 den Abstand der Führungen.

Ist keine Hubpumpe oder kein massives Gestänge vorhanden, so sind die Grössen, welche sich auf diese Theile beziehen, gleich Null zu setzen.

Nach erfolgtem Entwurf controlirt man schliesslich, ob das Gestänge das erforderliche Gewicht und in allen Theilen die genügende Sicherheit besitzt.

Beispiel. Es sei eine Wassermenge $m = 0{\cdot}06$ Cubikmeter pr. Secunde auf eine Höhe $H = 80^m$ mittelst einer Pumpe ohne Gestänge zu heben, deren mittlere Saughöhe $h = 4^m$ ist. Die Länge des massiven, aus Holz herzustellenden Gestänges oder die Entfernung des Ausgusses der Pumpe von der Kraftmaschine sei $L_1 = 40^m$. Am Gestänge hänge ferner eine Hubpumpe von $H_h = 20^m$ Förderhöhe, welche die gleiche Wassermenge zu heben hat. Die Kraftmaschine sei einfachwirkend.

Nimmt man die mittlere Geschwindigkeit $v = 0{\cdot}5^m$, so ergeben sich bei $s = 3^m$ Hub nach (3)

$$n = \frac{60 . 0{\cdot}5}{2 . 3} = 5$$

Doppelhube pr. Minute und nach (18) der Querschnitt des Mönchkolbens

$$A = 2{\cdot}15 \frac{0{\cdot}06}{0{\cdot}5} = 0{\cdot}258 \square^m,$$

daher dessen äusserer Durchmesser gleich $0{\cdot}57^m$. Der Hubpumpenkolben muss wegen grösserer Wasserverluste eine um circa 5% grössere Fläche erhalten, daher man

$$A_h = 0{\cdot}271$$

setzen kann. Das um den Auftrieb verminderte Gewicht des Hubpumpengestänges sammt Kolben und Befestigungstheilen sei

$$G_0 = 500 \text{ Kil.}$$

Weiters erhält man aus (19) den Querschnitt des fixen Steigrohres

$$a = 0{\cdot}5 \, . \, 0{\cdot}258 = 0{\cdot}129 \, \square^m.$$

Nimmt man die relative Geschwindigkeit des Wassers im beweglichen Steigrohr $v_1 = 1^m$, ferner $v_n = v$ an, so ergibt sich aus (20) dessen lichter Querschnitt

$$a_1 = \frac{0{\cdot}5}{1} \, 0{\cdot}258 = 0{\cdot}129 \, \square^m,$$

gleich dem äusseren Querschnitte des fixen Steigrohrs; damit also dieses mittelst Stopfbüchse in das bewegliche Steigrohr eintauchen kann, muss letzteres am oberen Ende etwas erweitert werden. Der entsprechende lichte Durchmesser ist $0{\cdot}405^m$.

Aus (21) bis (24) folgt nun

$$W_a = 16760, \quad W_n = 9300,$$
$$w_a = 1570, \quad w_n = 2330.$$

Das nothwendige wirksame Gestänggewicht G_n wird nach (25), wenn die von der Maschine herrührende Belastung

$$\mathfrak{M} = 2000 \text{ Kil.}$$

beträgt,

$$G_n = 9300 + 2330 - 2000 = 9630 \text{ Kil.}$$

Das bewegliche Steigrohr soll aus Schmiedeisen bestehen; ist das Gewicht des Mönchkolbens und Ventilkastens

$$M = 1400 \text{ Kil.},$$

das der Führungstheile am Steigrohr

$$F = 860 \text{ Kil.},$$

ferner der Coëfficient für die Gestängverbindungen

$$\beta = 1{\cdot}1,$$

so ergibt sich, da

$$\mathfrak{A} = 6{,}000000 \text{ und } \delta = 7800$$

und die Länge L des Rohres nahe

$$L = H - h = 76^m$$

zu setzen ist, aus (28) der für die Zugfestigkeit nothwendige Querschnitt

$$Q = \frac{16760 + 1570 + 1400 + 860}{6{,}000000 - 1{\cdot}1 \, . \, 76 \, . \, 7800} = 0{\cdot}00385 \, \square^m,$$

ferner nach S. 261 die Wandstärke

$$e = 0{\cdot}00015 \, . \, 76 \sqrt{0{\cdot}129} + 0{\cdot}003 = 0{\cdot}007^m$$

und mithin wieder nach (28) der für den inneren Druck nothwendige Querschnitt

$$Q = 3{\cdot}142 \, . \, 0{\cdot}007 \, (1{\cdot}13 \sqrt{0{\cdot}129} + 0{\cdot}007) = 0{\cdot}00884 \, \square^m.$$

Es ist daher dieser letztere Werth als der grössere beizuhalten. Mittelst desselben folgt aus (27) das Gewicht des Steigrohrs

$$G = 1{\cdot}1 \, . \, 0{\cdot}00884 \, . \, 76 \, . \, 7800 + 1400 + 860 = 8030 \text{ Kil.}$$

Für das Gestänge ober der Pumpe wird nach (30), wenn

$$F_1 = 400 \text{ Kil.}, \beta_1 = 1{\cdot}3$$

ist, und wenn dasselbe aus Nadelholz bestehen soll, mithin

$$\mathfrak{A}_1 = 600000, \ \delta_1 = 700 \text{ ist,}$$

wegen $L_1 = 40^m$ der Querschnitt

$$Q_1 = \frac{8030 + 400 + 16760 + 1570}{600000 - 1{\cdot}3 \, . \, 40 \, . \, 700} = 0{\cdot}0475 \, \square^m,$$

und nach (29) das Gewicht

$$G_1 = 1{\cdot}3 \, . \, 0{\cdot}0475 \, . \, 40 \, . \, 700 + 400 = 2130 \text{ Kil.}$$

Es wird mithin

$$G + G_1 = 8030 + 2130 = 10160 \text{ Kil.},$$

um 530 Kil. grösser als der für den Niedergang erforderliche Werth $G_n = 9630$ Kil., daher ein Gegengewicht von 530 Kil. erforderlich wäre.

Wegen eines so kleinen Gegengewichtes erscheint es jedoch nicht angemessen, einen Contrabalancier herzustellen, sondern es kann die erforderliche Gewichtsverminderung durch ein Steigrohr von veränderlicher Wanddicke erzielt werden.

Steigrohr von veränderlicher Wanddicke. Um das Gewicht des Steigrohres herabzusetzen, kann man dasselbe aus Abtheilungen von verschiedener Wanddicke zusammensetzen. Die Zugfestigkeit erfordert eine Zunahme der Wanddicke von unten nach oben, der radiale Druck eine Verstärkung von oben gegen unten. Im Allgemeinen wird sich daher auf diese Weise ein Steigrohr ergeben, welches in irgend einem mittleren Theile die geringste Wanddicke besitzt; jedoch kann auch eine continuirliche Zunahme in der einen oder anderen Richtung resultiren.

Der Querschnitt einer beliebigen Abtheilung eines solchen Steigrohres lässt sich in der früheren Art, nach (28), zuerst für Zugfestigkeit, dann für radialen Druck ermitteln, und es ist der grössere von beiden Werthen beizubehalten. Es sind die einzelnen Querschnitte in der Reihenfolge von unten gegen oben zu berechnen.

Bei der Berechnung auf Zugfestigkeit ist dabei für F das Gewicht der Führungs- und Fangvorrichtungstheile des betreffenden Steigrohrstückes, für L dessen Länge zu setzen und dem Zähler des Ausdruckes für Q das Gewicht des unter dem betrachteten Stück folgenden Steigrohres hinzuzufügen; das Gewicht M des Kolbens u. s. w. ist nur bei Bestimmung des Querschnittes des untersten Theiles einzuführen, bei den folgenden gleich Null zu setzen.

Bei der Berechnung der Wandstärke e auf radialen Druck ist für $H - h$ die Entfernung vom unteren Ende des betrachteten Röhrentheiles bis zum Ausguss zu setzen.

Das Gewicht jedes Theiles ergibt sich nach (27), wobei für Q und L dessen Querschnitt und Länge zu substituiren kommt und bezüglich M und F das oben Gesagte gilt.

Beispiel. Da das im vorigen Falle berechnete, 76^m lange Gestänge bei constantem Querschnitte zu schwer ausgefallen ist, so soll dasselbe aus zwei 38^m langen Theilen von verschiedenem Querschnitte zusammengesetzt werden.

Für das untere Gestängstück ergibt sich wegen des radialen Druckes dieselbe Wandstärke

$$e = 0{\cdot}007^m$$

und derselbe Querschnitt

$$Q = 0{\cdot}00884 \,\square^m.$$

wie früher, welche Werthe beizubehalten sind, da dieselben nun um so mehr den für die Zugfestigkeit erforderlichen Querschnitt übersteigen.

Vertheilt sich ferner der frühere Werth $F = 860$ Kil. gleichförmig auf beide Gestänghälften, so hat man in (27)

$$F = 430 \text{ Kil.}$$

zu setzen, und da

$$\beta = 1{\cdot}1,\; L = 38,\; \delta = 7800,\; M = 1400$$

ist, so folgt aus (27) das Gewicht der unteren Gestänghälfte

$$1{\cdot}1 . 0{\cdot}00884 . 38 . 7800 + 1400 + 430 = 4700 \text{ Kil.}$$

Für das obere Gestängstück ist nun in dem ersten der Ausdrücke (28)

$$M = 0,\; F = 430$$

zu setzen und im Zähler das obige Gewicht 4700 Kil. hinzu zu addiren; da ferner

$$W_a = 16760,\; w_a = 1570,\; \beta = 1{\cdot}1,\; L = 38,\; \mathfrak{A} = 6{,}000000$$

ist, so folgt der wegen der Zugfestigkeit nothwendige Querschnitt des oberen Gestängstückes gleich

$$\frac{16760 + 1570 + 430 + 4700}{6{,}000000 - 1{\cdot}1 . 38 . 7800} = 0{\cdot}004135 \,\square^m.$$

Es ist ferner in dem Ausdrucke für e statt $H-h$ die Druckhöhe von 38^m zu setzen und ergibt sich somit wegen $a_1 = 0{\cdot}129$

$$e = 0{\cdot}00015 . 38 . \sqrt{0{\cdot}129} + 0{\cdot}003 = 0{\cdot}005^m$$

und sodann aus dem unteren der Ausdrücke (28) der für den radialen Druck nothwendige Querschnitt gleich

$$3{\cdot}142 . 0{\cdot}005 (1{\cdot}13 \sqrt{0{\cdot}129} + 0{\cdot}005) = 0{\cdot}00645 \,\square^m,$$

welcher Querschnitt als der grössere beizubehalten ist.

Das Gewicht dieses Gestängstückes wird nun nach (27), indem man $M = 0$, $F = 430$, $Q = 0{\cdot}00645$, $L = 38$ setzt, gleich

$$1{\cdot}1 . 0{\cdot}00645 . 38 . 7800 + 430 = 2530 \text{ Kil.}$$

Das Gesammtgewicht des beweglichen Steigrohres wird somit

$$G = 4700 + 2530 = 7230 \text{ Kil.},$$

während dasselbe früher 8030 Kil. betrug, so dass eine Verminderung um 800 Kil. erzielt ist.

Nun wäre auch das Holzgestänge, welches das Steigrohr mit der Maschine verbindet, neu zu berechnen, wobei sich dessen Gewicht und Querschnitt ebenfalls kleiner als früher ergeben würde. Da aber nur eine Verminderung um 530 Kil. erforderlich war, so kann man das früher berechnete Holzgestänge beibehalten. Das Gesammtgewicht wird dadurch um 800 − 530 = 270 Kil. zu klein, welche Differenz vernachlässigt werden kann, da diese vorläufige Rechnung ohnedies nur approximativ ist.

Das Steigrohr erhält daher in der unteren Hälfte 7, in der oberen nur 5 Mm. Wanddicke, was für den Niedergang vortheilhaft ist, weil bei dieser Bewegung der Druck gegen unten wächst.

Der Druck beim Niedergange ist nach S. 262 wegen $W_n = 9300$ ober dem Mönchkolben

$$9300 - 1400 = 7900 \text{ Kil.},$$

unter dem Krummfuss für das Hubpumpengestänge um 500 Kil. grösser, also gleich

$$8400 \text{ Kil.};$$

am oberen Ende des Steigrohres gleich

$$9300 - 7230 = 2070 \text{ Kil.}$$

Am Zusammenstoss beider Theile des Steigrohrs wird der Druck offenbar gleich W_n weniger dem Gesammtgewichte des unteren Theiles, also gleich

$$9300 - 4700 = 4600 \text{ Kil.}$$

Das Verhältniss n zwischen Wandstärke und äusserem Durchmesser wird für die untere Hälfte

$$\frac{0{\cdot}007}{0{\cdot}405 + 2.0{\cdot}007} = 0{\cdot}017$$

und für die obere

$$\frac{0{\cdot}005}{0{\cdot}405 + 2.0{\cdot}005} = 0{\cdot}012;$$

nach S. 156, Formel (37) wird daher für beide beziehungsweise

$$J = 2{\cdot}3\; Q^2 \text{ und } 3{\cdot}3\; Q^2,$$

ferner nach der Formel (38)

$$l = 160000 \sqrt{\frac{J}{K}}$$

der Abstand l der Führungen wegen $Q = 0{\cdot}00884$ und $0{\cdot}00645$

$$l = \frac{2150}{\sqrt{K}} \text{ und } \frac{1880}{\sqrt{K}}.$$

Für die untere Hälfte erhält man mit $K = 8400$ Kil.

$$l = 23^{\text{m}}$$

und für die obere mit $K = 4600$ Kil.

$$l = 28^{\text{m}}.$$

Da der Nebenwiderstand vernachlässigt wurde, und um Seitenschwankungen zu verhüten, endlich wegen der Rohrverbindungen, wird man etwa

$$l = 15^{\text{m}}$$

nehmen

Röhrengestänge mit veränderlichem Durchmesser. Mitunter wird das bewegliche Steigrohr im mittleren Theile verengt, wie die Skizze Fig. 515 andeutet. Dasselbe erhält dabei in der Mitte geringere absolute Festigkeit als oben und kleinere Festigkeit gegen Zerknicken als unten, was beides der wirklichen Anstrengung des Gestänges entspricht; dagegen ist die Sicherheit gegen den inneren Druck in der Mitte grösser als unten, wo gerade dieser Druck den höchsten Werth hat. Auch steigt die relative Geschwindigkeit des Wassers im mittleren Theile.

In Bezug auf den Widerstand beim Auf- und Niedergange hat diese Modification denselben Effect, wie eine Entlastung des Gestänges um das Gewicht einer Wassermenge, deren Volum der Differenz zwischen dem Cylindervolum a_1 $(H - h)$ und dem wirklichen Hohlraum des Rohres gleichkommt. Beim Aufgange ist nämlich die zu hebende Last um das genannte Gewicht kleiner als bei constantem Querschnitt a_1; beim Niedergange wirkt dagegen ein diesem Gewichte gleichkommender Auftrieb. Wird dasselbe mit q bezeichnet, so ist der Widerstand beim Aufgange um q kleiner, beim Niedergange um q grösser als nach der vorigen Berechnung. Nebstdem wirkt in gleicher Art auch die Verminderung des Gestänggewichtes selbst.

Die Einrichtung scheint nur dann am Platze, wenn der Widerstand beim Niedergange vergrössert werden soll, um ohne Gegengewicht auszukommen, wie bei einer doppeltwirkenden Maschine.

Construction der Pumpe. Bezüglich der Details sind auch hier die allgemeinen für gewöhnliche Pumpen angeführten Regeln maassgebend.

Fig. 516 zeigt eine zu Javorzno von Sauer aufgestellte Pumpe mit beweglichem Steigrohr*), mit 70 Meter ganzer Förderhöhe und 16 Doppelhuben pr. Minute von 1·5^{m} Höhe, also 0·8^{m} Kolbengeschwindigkeit. Mönchkolben und Ventilkasten sind aus einem Stück gegossen. Die zweiklappigen Ventile bestehen aus Leder, ihre Stege sind in der Zeichnung durchschnitten. Die Hähne h dienen zur Entleerung. Ueber die weiteren Theile dieser Pumpe s. unten.

Eine andere Einrichtung besitzt die von Hoppe ausgeführte Pumpe der Abendsterngrube bei Rosdzin**), Fig. 512, welche in grossen Dimensionen ausgeführt ist, da sie 0·74^{m} Mönchkolbendurchmesser besitzt und die ganze Förderhöhe über 90, der Hub 3^{m} beträgt. Die grösste Zahl Doppelhube ist 8 pr. Minute, daher die Kolbengeschwindigkeit 0·8^{m}. Die Pumpe ist mit Doppelsitzventilen versehen, von welchen das Saugventil s in dem Fussstück der Pumpe, an das sich das Saugrohr a anschliesst, das Druckventil d in der Höhlung des Mönchkolbens angebracht ist. Die Ventilsitze sind aussen conisch mit 75 Grad Neigung, wegen besserer Dichtung mit einem abgedrehten Guttaperchaӏring umgeben und ohne weitere Befestigung eingesetzt. Wegen der bekannten Nachtheile der Ventilkästen wurden diese gänzlich weggelassen, und es sind behufs Revision des Saugventiles am unteren Ende des Pumpencylinders p zwei einander gegenüberstehende Rohrstutzen von 21^{cm} Durchmesser angebracht, mit Deckeln versehen, welche durch starke, mittelst Schrauben zu span-

*) Erfahrungen 1869, S. 2, beschrieben von Spoth.

**) Preuss. Zeitschrift 1871, 19. Bd., S. 60.

nende Federn an die Oeffnung gedrückt werden, daher sich leicht entfernen lassen und anderseits zugleich als Sicherheitsventile dienen.

Will man das Saugventil *s* herausnehmen, so löst man die unteren Befestigungsschrauben des Cylinders *p*, verbindet diesen mit dem Gestänge *g* und hebt letzteres mit der Maschine an, wodurch das Ventil blossgelegt wird. An den Sitz des Druckventils *d* dagegen schliesst sich eine lange Stange *t*; um dasselbe herauszunehmen, wird die Flantsche *m*, welche den Mönchkolben mit den Steigröhren *g* verbindet, unterstützt, ihre Schraubenverbindung gelöst, das Steigrohr *g* mittelst der Maschine etwas angehoben, so dass man die Stange *t* mit demselben verbinden kann, und hierauf der Anhub vollendet, wobei das Ventil *d* aus dem Mönchkolben gelangt.

Zum Abteufen und auch für die darauf folgende Wasserhebung werden von Hoppe Pumpen mit geringerem Hub von der durch Fig. 524 angegebenen Construction angefertigt. An das bewegliche Steigrohr *r* schliesst sich der Windkessel *w* und mittelst Flantschen der Mönchkolben *m*, an welchem oben der Sitz für das Druckventil eingepasst ist; *p* ist der Pumpencylinder, *s* das Saugrohr mit dem Saugventil. Beide Ventile sind Doppelsitzventile, durch Lederstulpe gedichtet, ihre Sitze zwischen Ansätzen der angrenzenden Theile festgehalten.

Behufs Auswechselung des Druckventils werden die Schrauben der oberen Flantsche des Mönchkolbens gelöst, dann zieht man mittelst der Maschine das Gestänge auf, so dass das Ventil frei liegt. Um das Saugventil zugänglich zu machen, löst man die Schrauben der unteren Flantsche des Cylinders *p*, hängt zwei am Mönchkolben drehbar befestigte Haken in zwei entsprechende Zapfen am Pumpencylinder und kann nun mittelst der Maschine das Gestänge sammt Mönchkolben und Pumpencylinder heben. Damit die Schrauben *n* des Mönchkolbens, sowie die der unteren Flantsche des Pumpencylinders rasch gelöst und wieder angezogen werden können, sind dieselben an Drehzapfen befestigt und in radiale Einschnitte gelegt, so dass sie sich nach geringem Zurückdrehen der Muttern aus den Einschnitten herausbewegen lassen.

Die Lagerung der Pumpe ist am rationellsten am Saugventilkasten oder dem darunter befindlichen Saugrohre auszuführen, wie es auch bei den beschriebenen Pumpen der Fall ist. Geht das Saugrohr in der Axe der Pumpe vertical abwärts, so werden an dessen oberes Ende oder an den Saugventilkasten horizontale Platten angegossen und diese durch ein Pumpenlager gewöhnlicher Form gestützt.

Windkessel. Der oben erwähnte Windkessel hat den Zweck, einen ruhigeren Gang zu erzielen. Wegen der lebendigen Kraft des Wassers in den Steigröhren bleibt nämlich das Druckventil zu Anfang

des Aufganges noch geöffnet und schliesst sich dann mit einem Stoss, der um so heftiger ist, je schneller die Pumpe arbeitet. Für rasch umlaufende Abteufpumpen ist daher der Windkessel am Platze, bei langsam gehenden wird derselbe weggelassen.

Die Herstellung der Windkessel erfolgt durch Vernietung aus einem cylindrischen und zwei conischen Theilen; an der Verbindungsnaht reissen leicht das Blech und die Nieten, es werden daher neuerer Zeit geschweisste Windkessel angefertigt, welche sich sehr gut bewährten.*)

Steigröhren. Die bewegliche Steigröhrentour erfordert wegen der verschiedenen dieselbe in Anspruch nehmenden Kräfte eine besonders sorgfältige Herstellung. Man verwendet geschweisste oder genietete Rohre; bei letzteren müssen die Längsnähte wegen des Wasserdruckes derart ausgeführt werden, dass das Verhältniss zwischen der Festigkeit der Vernietung und der des Bleches nicht zu gering ist. Die Quernähte werden mit doppelter Vernietung hergestellt und es ist bezüglich derselben das bei Röhrengestängen Gesagte zu beachten. Man fügt aus den Rohren Stücke bis zu 10^{m} Länge zusammen und verbindet diese auf die sogleich anzugebende Art. Das oberste Rohr besteht wegen der dort anzubringenden Stopfbüchse aus Gusseisen.

Zweckmässig ist es, die Rohre zum Schutz gegen Rost aussen und innen mit Mennigkitt zu bestreichen.

Gezogene Röhren werden aus England mit Durchmessern bis zu 0·45^{m} geliefert.

Gusseisenrohre sind bei bedeutender Förderhöhe wegen grösseren Gewichtes nicht vortheilhaft.

Verbindungen der Steigröhren. Die Verbindungen der Steigrohrstücke sind einem wechselnden Druck und Zug ausgesetzt. Sie werden durch Flantschen wegen der erforderlichen Dichtung hergestellt. Die Flantschen bestehen aus Guss- oder Schmiedeisen. Im letzteren Falle werden sie aus Winkeleisen hergestellt und durch Nieten mit den Rohrenden verbunden. Auch hat man Quadrateisen und bei geringem Zug eine Verbindung durch einige schwache Nieten und blosses A n l ö t h e n verwendet, welche sich als hinreichend sicher bewährte.

Gusseisen-Flantschen erhalten einen Querschnitt wie Winkeleisen und werden angenietet. Die Dichtung erfolgt zweckmässig mit Kautschuk.

Fig. 506 und 507 zeigen die Verbindung bei der oben beschriebenen Pumpe der Abendsterngrube bei Rosdzin. An den Rohrenden sind mittelst je zwei Reihen von 16 Nieten schmiedeiserne Ringe, aussen etwas conisch geformt und an den einander zugekehrten Seiten umgekröpft,

*) Zeitschrift deutscher Ingenieure 1876, 21. Bd., S. 65.

befestigt. An denselben liegen zwei gusseiserne Flantschen mit Einschnitten am Umfange für die Verbindungsschrauben, welche, 16 an der Zahl, 5·2 cm Durchmesser besitzen und an beiden Enden mit Muttern zum Anziehen versehen sind. Aussen sind die Flantschen mit warm aufgesteckten Schmiedeisenringen von 3·2 cm Stärke umgeben. Werden die Rohre durch die Belastung von einander gezogen, so treten die umgebogenen Ränder der angenieteten Ringe nur um so fester gegen einander und stellen eine gute Dichtung her.

Auf den Müllerschächten bei Liebau in Schlesien wurden bei 18 Cm. äusserem Durchmesser und 5 Mm. Wandstärke der geschweissten Rohre Flantschen von 5 Cm. Stärke mittelst feiner scharfer Gewinde von 2 Mm. Tiefe aufgeschraubt; auch kamen dort angeschweisste Flantschen zur Verwendung.

Führungen und Fangvorrichtungen. Als Fangvorrichtung können angenietete Eisenschienen dienen; die Befestigung darf das Gestänge nicht zu sehr schwächen. Auf der Abendsterngrube sind in Abständen von 20 Metern je zwei concentrische schmiedeiserne Ringe, zusammen 4 Cm. dick, mit hochkantig stehendem Querschnitt, am Gestänge festgenietet; dieselben setzen sich auf die hölzernen Führungslager auf.

Die Führungen betreffend, wird bei kleineren Dimensionen das Gestänge von 4 rund ausgekehlten Balken *a*, Fig. 509, umschlossen, welche am oberen und unteren Ende durch Eisenbänder und Schrauben gegen das Gestänge festgezogen werden. Die Führungslager bestehen in gewöhnlicher Art aus zwei Einstrichen und zwei Querhölzern.

Bei grossem Durchmesser kann man wie auf der Abendsterngrube Einstriche und Querhölzer verwenden, welche letztere an den gegenüberstehenden Seiten ausgerundete Einschnitte erhalten. Das Gestänge ist, um der Abnützung der Führungslager vorzubeugen, von zwei halbcylindrischen Blechen umgeben, deren umgebogene, verticale Ränder durch Schrauben zusammengezogen werden.

Ausguss. Das fixe Steigrohr *r*, Fig. 514, wird oben seitlich umgebogen und eine weitere Röhrentour daran angeschlossen, welche das Wasser zur Ausgussstelle leitet.

Ist das fixe Steigrohr von der Gestänggabelung an noch weiter, in einer Schachtecke, aufwärts zu führen, so wird die Anlage einfacher, wenn man, wie es mehrfach vorkommt, das obere Endstück des beweglichen Steigrohres aussen abdreht und nach Fig. 505 durch eine Stopfbüchse in einen gusseisernen Kasten *k* führt, an welchen an beliebiger Stelle die weitere Rohrleitung *n* befestigt werden kann. Jedoch ist die

hängende Stopfbüchse nachtheilig und bei grösserem Hub wird der Kasten *k* zu hoch.

Sind zwei Pumpen neben einander angeordnet, so stellt man auf deren fixe Steigrohre ein gemeinschaftliches Rohr, welches oben einfach, unten in zwei Theile gegabelt ist und zwischen den beiden Einzelsteigrohren durch Einstriche gestützt wird. Wegen des geringen Wasserdruckes ist diese complicirtere Röhrenform ohne Gefahr verwendbar.

Das fixe Steigrohr kann auch gänzlich wegbleiben und am obersten beweglichen Steigrohr eine offene Lutte angebracht werden, welche das Wasser in einen Kasten fallen lässt, an den sich die Fortleitungsrinne anschliesst. Hiermit ist nur der Nachtheil verbunden, dass das Wasser durchschnittlich um die halbe Hubhöhe weiter gehoben werden muss, als es das eigentliche Ausgussniveau erfordert.

Verbindung des massiven Gestänges mit dem Rohrgestänge. Zur Verbindung des Röhrengestänges mit den massiven oder mit der Kraftmaschine sind Gabelstangen erforderlich, welche den Raum für das fixe Steigrohr freilassen. Bei starkem Zug ist es zweckmässig, die Gabelstangen nicht an das oberste gusseiserne, die Stopfbüchse enthaltende, sondern an das darauf folgende Blechrohr zu befestigen. Die Befestigung selbst erfolgt mittelst angenieteter Zwischenstücke.

Für den Fall, dass der Ausguss sich am Tagkranze befindet und die Pumpe durch einen Kunstwinkel betrieben wird, gibt Fig. 517 eine zweckmässige Verbindung, welche bei den Javorznoer Pumpen, Fig. 516, zur Anwendung kam.*) Darin ist *a* das fixe, aussen abgedrehte Steigrohr; *b* das oberste bewegliche Steigrohr, an welches das Zwischenstück *c* festgeschraubt ist. An dieses schliessen sich die weiteren, aus Blech bestehenden beweglichen Steigrohre. Das Zwischenstück *c* besitzt die aus dem Horizontalschnitt Fig. 518 und dem Querschnitt Fig. 519 näher ersichtliche Form. Dasselbe ist von einem Steg durchquert, in welchen der beiderseits in Zapfen endigende Bolzen *d* eingesetzt ist. Dieser ist durch zwei Schubstangen mit dem Zapfen *z* des aus Blech gefertigten, mit einer Gusseiseneinlage für *z* versehenen Kunstwinkels *k* verbunden. Der Steg für den Bolzen *d* ist oben und unten zugeschärft, um die Bewegung des Wassers nicht zu hemmen, und aus diesem Grunde auch das Rohr *c* in der Mitte erweitert.

Am Rohr *c* befinden sich durch Rippen verstärkte Backen *e*, Fig. 518 und 519, mittelst welcher dieses Stück an verticalen, mit Eisen beschlagenen Hölzern geradgeführt wird. Die Führungshölzer sind oben

*) Erfahrungen 1869, S. 12.

und unten in horizontale Riegel eingezapft und diese auf Einstrichen befestigt.

Modificationen der Perspectivpumpen.

Pumpen ohne Gestänge, die sich gegenseitig Wasser zuheben. Es wurde projectirt, zwei aufeinanderfolgende Pumpen ohne Gestänge derart zu verbinden, dass das Saugrohr der oberen Pumpe direct in die Stopfbüchse des beweglichen Steigrohres der unteren Pumpe taucht. Diese Anordnung ist durch die Skizze Fig. 513 dargestellt; darin sind $m m_1$ die Mönchkolben mit den Druckventilen $d d_1$, auf welche oben die Steigrohre folgen, $c c_1$ die fixen Pumpencylinder mit den Saugventilen $s s_1$. Beim Aufgange strömt das von der unteren Pumpe gehobene Wasser durch das Saugventil s_1 der oberen Pumpe und folgt der Bewegung ihres Kolbens.

Es müssten dabei die zwei Mönchkolben die gleichen Querschnitte A und $\mathfrak{A}$ erhalten, da jeder von denselben beim Aufgange die ganze Wassermenge eines Hubes anzusaugen hat. Ferner müsste das Saugrohr der oberen Pumpe denselben äusseren Querschnitt a wie der Mönchkolben der unteren Pumpe besitzen, also nach Fig. 513

$$A = \mathfrak{A} = a$$

sein. Um dies nachzuweisen, soll die Hubhöhe gleich 1 gesetzt werden, so dass die Producte aus den Querschnitten und dem Hub ebenfalls durch A, $\mathfrak{A}$, a ausgedrückt erscheinen.

Ist nun A, daher auch $\mathfrak{A}$ grösser als a, so wird beim Aufgange der beiden beweglichen Theile m und m_1, wobei die Druckventile d und d_1 geschlossen sind und s_1 geöffnet ist, der zwischen d und d_1 befindliche, von den Röhren eingeschlossene Raum oben durch den Austritt des Kolbens m_1 um $\mathfrak{A}$ vergrössert, unten durch das Eindringen des Rohres vom Querschnitte a um a verkleinert, daher im Ganzen um $\mathfrak{A} - a$ vergrössert. Es würde mithin unter dem Druckventil d_1 ein luftleerer Raum von der Grösse $\mathfrak{A} - a$ entstehen.

Beim Niedergange von m ist d geöffnet, $s s_1$ sind geschlossen und es kommt der zwischen diesen Ventilen enthaltene Raum in Betracht. Derselbe vermindert sich unten durch den Eintritt von A und vergrössert sich oben durch den Austritt von a, er wird daher um $A - a$ kleiner, und es muss ein Wasservolum $A - a$ durch das sich nun ebenfalls öffnende Saugventil s_1 emporströmen. Da auch d und d_1 geöffnet sind, so ist der Cylinder c dem Druck der ganzen Wassersäule von s bis zum Ausgusse der oberen Pumpe ausgesetzt, und es tritt der Uebelstand ein, welchen man durch Anwendung zweier Pumpensätze statt eines ein-

zigen vermeiden will, nämlich eine zu grosse Druckhöhe. Das Ganze verhält sich wie zwei auf einander folgende Sätze mit Mönchkolben, bei welchen das Saugrohr der oberen Pumpe durch eine geschlossene Leitung mit dem Steigrohr der unteren verbunden ist und der untere Kolben einen grösseren Durchmesser besitzt, als der obere; dabei würde ebenfalls beim Aufgang im oberen Pumpencylinder eine Luftleere entstehen, beim Niedergange das Saugventil desselben gehoben werden.

Ist dagegen a grösser als A und $\mathfrak{A}$, so tritt das Umgekehrte ein, es wird beim Aufgange der Raum zwischen d und d_1 um $a - \mathfrak{A}$ verkleinert, d_1 geöffnet, der Druck ober d ungebührlich gesteigert, beim Niedergange der Raum zwischen s und s_1 um $a - A$ vergrössert und unter s_1 eine Luftleere gebildet.

Da aber, wenn man auch $a = A = \mathfrak{A}$ macht, selbst bei der besten Ausführung die Wasserlieferung der einen Pumpe mit dem Bedarf der anderen nicht genau im Einklang stehen wird, so ist es zur Sicherheit nothwendig, den Raum unter s_1 mit einem Reservoir R in Verbindung zu setzen, in welchem das etwa zu viel gelieferte Wasser aufsteigen kann, oder aus welchem der Mehrbedarf ersetzt wird. Da das Reservoir R bei der angedeuteten Stellung stets mit den in Frage kommenden Räumen zwischen d und d_1 und zwischen s und s_1 communicirt, erfüllt es beide obige Zwecke und verhält sich ganz wie die Verlängerung, welche man dem Steigrohr einer Druckpumpe ober der Einmündung des Saugrohres der nächst höheren Pumpe gibt.

Die Anbringung des Reservoirs gestattet es auch, den Querschnitt a kleiner als A oder $\mathfrak{A}$ zu nehmen, wodurch indessen nur eine bei der geringen Länge dieses Saugrohres unbedeutende Kostenersparung erzielt wird. Dagegen kann das Reservoir in dem höheren Horizont etwa zusitzende Wässer aufnehmen, in welchem Falle der Querschnitt $\mathfrak{A}$ entsprechend grösser als A gemacht werden müsste.

Statt ein Reservoir R anzubringen, genügt es auch, das Rohr n zu erweitern und die Stopfbüchse am oberen Ende desselben wegzulassen; das Rohr n und der in dasselbe eintauchende Theil des Saugrohres der oberen Pumpe müssen dann entsprechend verlängert werden, damit das Wasser nie den Rand von n überströme.

In allen Fällen kann wie bei einer einfachen Pumpe ohne Gestänge der lichte Querschnitt der Gestänge von den Druckventilen an kleiner als A, beziehungsweise $\mathfrak{A}$ gemacht und dadurch der Widerstand beim Aufgange vermindert, beim Niedergange vergrössert werden. Die Verbindung der beiden Rohrgestänge wäre durch ein Gabelgestänge, welches sich an das untere Ende von m_1 und an das obere von m anschliesst, leicht herzustellen.

Perspectivpumpen mit zwei oder drei Kolben. Von Cambresy*) wird die in Fig. 538 skizzirte Pumpenconstruction vorgeschlagen. Bei derselben ist *r* das fixe Steigrohr, *a* ein auf demselben mittelst Stopfbüchse verschiebbares Rohr; es kann auch hier *a* bis zum Ausguss verlängert, *r* kurz gemacht und dadurch die Pumpe in eine solche ohne Gestänge umgewandelt werden. An *a* schliesst sich unten ein geschlossener Mönchkolben *m*, ferner mittelst Knierohr der eigentliche Perspectivkolben *k*; *s*, s_1 und *d* sind drei Ventile. Die Kolben *k* und *m* bewegen sich mit dem Rohr *a* auf und nieder; *m*, *k* und *r* haben gleiche äussere Durchmesser.

Sei *v* das Product aus Querschnitt und Hub dieser Kolben, so wird beim Aufgange, wo *s* und s_1 geöffnet sind und *d* geschlossen ist, durch die Kolben *k* und *m* zusammen das Wasservolum $2v$ angesaugt und zugleich durch das Eintauchen von *r* in *a* das Volum *v* in die Steigröhre *r* gedrückt. Beim Niedergange ist *s* geschlossen, s_1 und *d* sind geöffnet, da der Plunger *m* ein Volum *v* durch s_1 aufwärts drückt. Ein zweites ebenso grosses Volum wird durch den Kolben *k* verdrängt, während der Austritt von *r* den Raum für ein Volum *v* frei macht, daher schliesslich das Volum $2v - v = v$ wie beim Aufgange in das Rohr *r* gelangt.

Aus dieser Darstellung ist zuerst klar, dass das Ventil s_1 überflüssig ist und wegbleiben kann, weil dasselbe beim Auf- und Niedergange geöffnet ist.

Die seitliche Befestigung des Kolbens *k* an *a* ist ebenso nachtheilig, als die Verbindung des Mönchkolbens einer gewöhnlichen Druckpumpe mit dem Gestänge mittelst Krumms.

Endlich wird die gleiche Leistung erreicht und sind die mechanischen Verhältnisse die gleichen wie bei einer gewöhnlichen Perspectivpumpe, deren Steigrohr denselben und deren Kolben einen doppelt so grossen Querschnitt besitzt, wie *r* in Fig. 538; eine solche Pumpe ist aber einfacher, billiger und zweckmässiger herzustellen als die vorgeschlagene Construction, welche daher schwerlich Anwendung finden wird.

Für den Fall, dass man die seitliche Befestigung des Kolbens *k* scheut, empfiehlt der Erfinder die Anbringung eines dritten (in der Figur punktirt angedeuteten) Kolbens k_1, wodurch jedoch die Construction noch complicirter wird.

*) Annuaire de l'association des ingénieurs sortis de l'école de Liège 1875, 2. Reihe, 4. Bd., S. 491.

Modificationen der Hubpumpen.

Hubpumpen mit Scheibenkolben und aussenliegendem Gestänge. Die Verlegung des Gestänges in das Innere der Steigröhren gestattet den Fortbetrieb einer auch unter Wasser betriebenen Pumpe, erfordert weniger Raum und erzielt eine geringe Gewichtsausgleichung durch den Auftrieb, ist aber sonst mit mehreren Nachtheilen verbunden. Das Gestänge ist unzugänglich, seine Verbindungen können nicht nachgezogen werden und es kann eine Lockerung derselben eintreten; das Gestänge oder seine Führungen nützen sich durch die Reibung gegen die Innenwand der Röhren ab, welche letzteren selbst dadurch leiden. Endlich fallen Schraubenmuttern oder andere Theile der Gestängverbindungen durch die Steigröhren hinab und stören das Spiel der Ventile.

Aus diesen Gründen gibt man hie und da den aussenliegenden Gestängen den Vorzug, und zwar nicht blos bei Hubpumpen, welche den untersten Satz einer stabilen Wasserhebung bilden, sondern selbst bei Pumpen, die zum Schachtabteufen dienen.

Der Pumpencylinder ist dabei oben durch einen Deckel geschlossen und in diesem eine Stopfbüchse für die Kolbenstange angebracht; an das obere Ende des Pumpencylinders schliesst sich ein horizontales Gurgelrohr, welches die Verbindung mit dem Steigrohr herstellt.

In dieser Art werden mitunter die beweglichen Pumpen (s. diesen Abschnitt) ausgeführt.

Hubpumpen mit massivem Scheibenkolben. Um die Kolbenventile der gewöhnlichen Hubpumpen zu vermeiden, hat man der Pumpe die aus Fig. 522 ersichtliche Einrichtung gegeben. Dabei ist *p* der Pumpencylinder, *k* der massive, am Umfang mit einer Liederung versehene Kolben, *s* das Saug- und *d* das Druckventil. Der Pumpencylinder *p* kann unten ganz offen bleiben, wobei der Vortheil erreicht ist, dass eine Wasserlässigkeit des Kolbens sogleich bemerkbar wird und dass die Cylinderwand geschmiert werden kann. Da aber beim Niedergange, wo die Spannung ober dem Kolben kleiner ist als die atmosphärische, Luft durch die nicht vollkommen schliessende Liederung in den Cylinder gelangt, ist von letzterem meist ein sogenanntes falsches Saugrohr *r* zum Reservoir des Saugwassers geführt. Das letztere strömt beim Aufgange dem Kolben nach, in den Pumpencylinder, beim Niedergange wieder in das Reservoir zurück.

Diese Art ist auch unter dem Namen englische Pumpen bekannt, und war früher ziemlich verbreitet. Das Wegfallen der Kolbenventile ist indessen kein besonderer Vortheil, es bleibt wie bei anderen Hubpumpen der Nachtheil der Kolbenliederung und im Falle einer Aus-

tränkung kann der Kolben behufs Nachziehens der Liederung nicht durch das Steigrohr aufgezogen werden.

Hubpumpen mit Mönchkolben. Die Vorzüge der Mönch- gegen Scheibenkolben gaben Anlass, die erstere Kolbenconstruction auch für Hubpumpen anzuwenden, wo das Wasser beim Aufgange des Gestänges durch die Steigröhren strömt. Die betreffende Anordnung zeigt Fig. 520. Der Mönchkolben *k*, welcher durch eine Gablung mit dem Gestänge verbunden werden kann, taucht dabei von unten in den Pumpencylinder; *g* ist das Gurgelrohr, *s* das Saug- und *d* das Drukventil, *S* das Saug- und *D* das Steigrohr. Der Uebelstand dieser Construction ist jedoch, dass sie eine hängende Stopfbüchse erfordert, deren Mängel bereits früher berührt wurden. Auch nimmt der Widerstand beim Niedergange um den der Hubhöhe entsprechenden Wasserdruck auf den Mönchkolben ab, während eine Hemmung des Niederganges durch zunehmenden Widerstand vortheilhafter erscheint. Allerdings wird bei grosser Druckhöhe diese Aenderung des Widerstandes verhältnissmässig gering. Endlich lässt sich auch diese Pumpe nicht unter Wasser fortbetreiben. Als Vorzug kommt noch das aussenliegende Gestänge zu erwähnen.

Zuweilen wird, wie Fig. 520 andeutet, die den Kolben umgebende Hülse der Stopfbüchse nach oben verlängert und zugeschärft, jedoch dicht an den Kolben angeschlossen, so dass der Sand an der Aussenseite der Hülse in die ringförmige Vertiefung am Cylinderboden gelangt und von Zeit zu Zeit durch ein Röhrchen *r* mit Hahn abgelassen werden kann; allein nur selten wird das Wasser so rein sein, dass auch diese Vorkehrung einen länger dauernden ungestörten Betrieb der Pumpe ermöglicht.

Bourdon's und Colson's Hubpumpen. Die nun zu beschreibenden Apparate besitzen mit den Perspectivpumpen insofern Aehnlichkeit, als das Wasser sich bei denselben durch den Mönchkolben bewegt. Dieselben wurden schon vor längerer Zeit von Bourdon zu Creuzot ausgeführt und neuerlich wieder von Colson*) auf der Grube Marihaye bei Lüttich zur Anwendung gebracht. Nach Fig. 521 besteht der bewegliche Theil aus dem Mönchkolben *k* und dem Saugrohr *r*, welches das Wasser direct aus dem oben erweiterten Steigrohr D_1 der tieferen Pumpe aufnimmt. Am oberen Ende von *r* ist das Saugventil *s* eingesetzt, während das Druckventil *d* sich am untersten Steigrohr *D* befindet; die Bewegung erfolgt durch Gabelgestänge, welche oberhalb des Ventiles *d* vereinigt werden können, wenn man das Steigrohr seitwärts abbiegt. Beim Aufgange ist *s* geschlossen, *d* geöffnet und es wird ein dem Pro-

*) Ponson, Handbuch des Steinkohlenbergbaues, Supplement 1867, S. 408.

ducte aus dem Querschnitte von k und dem Hub gleichkommendes Wasservolum in das Steigrohr gehoben; nebstdem folgt das Wasser im Rohre r wegen des äusseren Luftdruckes der aufsteigenden Bewegung dieses Rohres und strömt das von der unteren Pumpe gelieferte Wasser nach D_1. Beim Niedergange ist d geschlossen, s geöffnet; die Wassermenge von d bis zum Wasserspiegel in D_1 wird durch den Luftdruck in ihrer Stellung erhalten, und es tritt im Rohre k nur insofern eine geringe absolute Aufwärtsbewegung des Wassers ein, als der durch den Austritt der Wandung von k frei werdende Raum im Stopfbüchsenrohr durch aufsteigendes Wasser ausgefüllt wird; da die Durchmesser der Röhren r und k gleich sind, erfolgt dieselbe Bewegung auch in r. Beim Aufgange ist also der Widerstand nahe gleich dem Druck der ganzen Förderhöhe auf den ganzen Querschnitt von k, beim Niedergange nahe gleich Null, die statischen Verhältnisse sind dieselben wie bei einer gewöhnlichen Hubpumpe.

Die Pumpe kann nicht doppeltwirkend gemacht werden, da beim Niedergange stets das Druckventil geschlossen ist und das Wasser im Steigrohre in Ruhe verbleibt. Ein Nachtheil ist die hängende Stopfbüchse; zweckmässiger wäre es, die Stopfbüchse am oberen Ende von k anzubringen und das Rohr D in k eintauchen zu lassen. Gegen eine gewöhnliche Hubpumpe zeigt sich der Vortheil, dass der Scheibenkolben wegfällt und eine grössere Förderhöhe zulässig ist.

Vivian's Pumpe. Diese Pumpe*) ist durch Fig. 532 dargestellt, worin s das Saug- und d das Druckventil, k den hohlen Kolben bedeuten, der vom Gestänge g bewegt und durch eine am Cylinder c befestigte Packung p gedichtet wird. Beim Aufgange wirkt der Kolben zugleich saugend und hebend, beim Niedergange öffnet sich d und der Kolben bewegt sich durch das nahezu ruhende Wasser abwärts. Die Vorrichtung arbeitet also ganz wie eine einfachwirkende Hubpumpe und unterscheidet sich von dieser nur dadurch, dass die Packung am Cylinder statt am Kolben befestigt ist und dieser daher eine grössere Länge, die Röhrenform erhalten muss. Vermöge dieser stopfbüchsenartigen Dichtung ist nun allerdings eine grössere Förderhöhe als bei einer gewöhnlichen Hubpumpe zulässig, dagegen sind die sonstigen Nachtheile der letzteren ungeändert vorhanden, insbesondere ist die Packung ebenso schwer zugänglich als eine Kolbenliederung. Zur Bewegung der Kolben der paarweise aufgestellten Pumpen sollen Kunstwinkel und Gestänge aus Drahtseilen dienen.

*) Mechanics Magazine, October 1869, S. 316; Dingler's polyt. Journal 1870, 195. Bd., S. 289.

Aehnliche Pumpen wurden übrigens schon vor längerer Zeit in englischen Gruben verwendet.*)

Mantelkolben-Pumpe. Von Rittinger wurde die in Fig. 542 skizzirte Pumpe projectirt, welche das Gegenstück zu der vorigen bildet, indem der Kolben die fixe Röhrentour mantelförmig umgibt, statt nach Fig. 532 im Innern derselben angeordnet zu sein. Es ist *k* der Mantelkolben, der sich mittelst oberer und unterer Stopfbüchse an das Saugrohr *a* und Steigrohr *b* anschliesst; *s* ist das Saug-, *d* das Druckventil, unter welchem Oeffnungen *o* angebracht sind, die den Innenraum des Kolbens *k* mit dem Raume *a* zwischen den Ventilen *s* und *d* in Verbindung setzen. Geht der Kolben *k* abwärts, so tritt das engere Rohr *a* ein, das weitere *b* aus, es vergrössert sich der um *a* befindliche ringförmige Raum um ein Volum, welches dem Producte aus der Differenz der äusseren Querschnitte von *a* und *b* und dem Hub gleichkommt. Eben so gross ist das Wasservolum, welches durch das geöffnete Saugventil *a* und die Oeffnungen *o* in den erwähnten ringförmigen Raum einströmt. Beim Aufgange vermindert sich dieser Raum in gleichem Maasse durch den Eintritt von *b* und Austritt von *a*, daher das früher angesaugte Wasservolum durch *o* und das Ventil *d* in das Steigrohr gedrückt wird.

In dieser Art wirkt die Vorrichtung als Hubpumpe und zeigt dabei den Vortheil, keine Kolbenliederung zu besitzen. Gibt man dem Rohre *a* einen grösseren Durchmesser als dem Rohre *b*, so wirkt derselbe als Druckpumpe, indem beim Aufgange gesaugt, beim Niedergange Wasser gehoben wird; gegen eine gewöhnliche Pumpe stellt sich dann wegen der einaxigen Anordnung ein kleineres Raumerforderniss heraus.

Nachtheilig ist dagegen die hängende Stopfbüchse, ferner führt die Einschliessung der Rohre in den Kolben auf unvortheilhafte Detailconstructionen, indem wegen Zusammenstellung des Ganzen der Boden des Kolbens *k* zweitheilig sein, oder die untere Flantsche des Rohres *a* abgesondert hergestellt und befestigt, oder endlich das Rohr *a* in eine Stopfbüchse am Halse des Ventilkastens getaucht werden muss. Um das Ventil *d* herausnehmen zu können, folgt auf *b* ein Liderkasten, oder ist, bei seitlicher Abbiegung des Steigrohres, an dessen Krümmung oben eine Oeffnung mit Deckel anzubringen. Auch könnte man das Ventil direct in den erwähnten Liderkasten legen, wodurch aber die Saughöhe vergrössert wird.

Hölzerne Pumpen. Früherer Zeit hat man öfters von Maschinen

*) Nach Karmarsch und Heeren's Handbuch der Gewerbekunde, Artikel Pumpen, S. 904.

bewegte Pumpen aus Holz, nach dem Princip von Saugpumpen hergestellt, indem deren Kolben im oberen Theile spielt; die ganze Förderhöhe betrug 8 bis 10 Meter, wovon 6 bis 7 Meter auf die Saughöhe entfielen. Wie leicht einzusehen, entsprechen solche Apparate, welche den Namen niedrige Sätze zum Unterschiede von den aus Eisen bestehenden, für grössere Förderhöhe geeigneten hohen Sätzen führen, den gegenwärtigen Anforderungen nicht, daher Holz jetzt nur mehr zur Anfertigung von Handpumpen in Anwendung kommt.

Einfachwirkende Druckpumpen mit Scheibenkolben.

Zur Hebung der Salzsoole in Berchtesgaden*) kam eine einfachwirkende Druckpumpe mit Scheibenkolben, der in einem oben offenen Cylinder spielt, zur Anwendung. An das untere Cylinderende schliesst sich das Gurgelrohr. Die Pumpe wird durch eine Wassersäulenmaschine betrieben, besitzt 0·292^{m} Kolbendurchmesser, 1^{m} Hub und die auffallend grosse Druckhöhe von 378^{m}. Gegenwärtig würde man für diesen Zweck wohl jedenfalls eine Druckpumpe mit Mönchkolben verwenden.

Doppeltwirkende Pumpen.

Unter dieser Benennung versteht man allgemein Pumpen, welche beim Auf- und Niedergange Wasser durch das Steigrohr bewegen, und vorzugsweise diejenigen, welche bei beiden Bewegungen das gleiche Wasserquantum abgeben. Der Vortheil derselben besteht erstlich darin, dass sie bei gleicher Wasserlieferung nur einen halb so grossen Querschnitt der Steigröhren erfordern, als die einfachwirkenden.

Gegen einfachwirkende Hubpumpen zeigt sich der Unterschied, dass bei diesen während des Aufganges der ganze Wasserdruck zu überwinden ist, während sich bei der doppeltwirkenden Pumpe dieser Widerstand auf den Auf- und Niedergang gleichförmig vertheilt. Dies ist stets dann von Vortheil, wenn ein einziges Gestänge vorhanden und die Schachttiefe beträchtlich ist, indem die Gewichtsausgleichung für letzteres kleiner wird oder gänzlich wegfällt; nur bei geringer Schachttiefe muss wegen des für den Niedergang erforderlichen Druckes das Gestänge schwerer als für einfache Hubpumpen gemacht oder belastet werden, und ergibt sich somit auch das erforderliche Gegengewicht grösser. Besonders tritt der Vorzug der doppeltwirkenden Pumpen hervor, wenn auch die Kraftmaschine doppeltwirkend ist, indem dann nur die Hälfte des Gestäng-

*) Weisbach's Ingenieur- u. Maschinen-Mechanik, 3. Theil, 2. Abthlg., S. 932.

gewichtes, bei einfachen Hubpumpen aber nebstdem noch der halbe Wasserdruck ausgeglichen werden muss.

Gegen einfachwirkende Druckpumpen erfordert das System, da beim Niedergange nur der halbe Widerstand zu überwinden ist, nur ungefähr das halbe Gestänggewicht und mithin bei doppeltwirkender Kraftmaschine auch eine kleinere Ausgleichung. Bei grösserer Schachttiefe jedoch, wo das Gestänge der Festigkeit wegen schon für gewöhnliche Plungerpumpen zu schwer wird, ergibt sich auch das Gegengewicht, daher die gesammte anzuwendende Masse um so grösser.

Zu den doppeltwirkenden gehören die bereits besprochenen Perspectivpumpen. Bei den meisten sonstigen Arten stellt sich den obigen Vorzügen die Nothwendigkeit von Scheibenkolben oder anderen weniger zweckmässigen Constructionen entgegen.

Schon eine gewöhnliche Hubpumpe kann doppeltwirkend gemacht werden, indem man den Querschnitt des in den Steigröhren befindlichen Gestänges halb so gross als den des Kolbens macht. Dabei wird aber das Hubpumpen-Gestänge schwerer, und es kann überdies an Steigröhren-Querschnitt nichts erspart werden, weil von diesem durch das Gestänge zu viel in Anspruch genommen und das Aufsteigen des Wassers erschwert wird.

Scheibenkolben. Ist ein solcher Kolben mit Ventilen ausgestattet und wirkt der Wasserdruck stets nur an der Oberseite desselben, so kann der Kolben wie für eine Hubpumpe hergestellt werden.

Massive Scheibenkolben ohne Ventile erhalten meist eine Lederdichtung und die aus Fig. 523 ersichtliche Construction; der Kolben besteht aus drei Platten aus Messing oder Gusseisen, zwischen welchen zwei Lederstulpe *l* eingelegt sind; das Ganze wird durch eine Schraubenmutter *s* an der Kolbenstange mit Vorlegplatte und Stift zusammengehalten.

Doppeltwirkende Pumpen mit Scheibenkolben. Diese Pumpen wurden bereits S. 4 erwähnt und durch die Skizze Fig. 2 erläutert. Die gewöhnlichere und zweckmässigere Anordnung derselben ergibt sich, wenn man an jedes Cylinderende zwei Gurgelrohre, in welchen die Saug- und Druckventile eingeschaltet sind, anschliesst und mit dem Saug- und Steigrohr verbindet, welche an entgegengesetzten Seiten des Cylinders aufgestellt werden.

Diese Construction zeigt die von Rittinger entworfene Pumpe, welche Fig. 534 im Verticalschnitte der Fig. 535 nach der gebrochenen Linie *pqrs*, Figur 535 im Horizontalschnitte der Fig. 534 nach *mn* dar-

stellen.*) Dieselbe wurde am Lillschacht bei Příbram für vorübergehenden Zweck aufgestellt und wegen sehr veränderlicher Wassermenge derart eingerichtet, dass sie leicht in eine einfachwirkende umgewandelt werden kann. In den Figuren ist *S* das Saug- und *D* das Steigrohr, $s s_1$ sind die Saug- und $d d_1$ die Druckventile, $r r_1$ die Gurgelrohre, welche die beiden Enden des Pumpencylinders mit den Räumen zwischen den Ventilen verbinden. Der Gang als doppeltwirkende Pumpe ist aus den Figuren verständlich. Die einfache Wirkung findet am zweckmässigsten auf die Weise statt, dass beim Niedergange der Wasserdruck aufwärts auf den Kolben wirkt, beim Aufgange aber der Druck ober und unter dem letzteren gleich ist; beim Aufgange hat dann die einfachwirkende Kraftmaschine nur das Gestänggewicht zu heben und verbraucht, der kleineren Leistung entsprechend, auch weniger Dampf als bei doppelter Wirkung, wo nebst dem genannten Gewicht noch der Wasserdruck auf die Oberfläche des Pumpenkolbens zu überwinden ist. Beim Niedergange aber ist dann der Widerstand bei einfacher und doppelter Wirkung gleich, und diesem Widerstand genügt daher in beiden Fällen das Gestänggewicht.

Um den Gang in dieser Art abzuändern, wird das untere Druckventil *d* mittelst einer der bei gewöhnlichen Pumpen S. 82 angegebenen Vorrichtungen in gehobener Stellung erhalten. Das Saugventil *s* öffnet sich alsdann gar nicht, auf die Unterfläche des Kolbens wirkt constant der Druck des Wassers in den Steigröhren. Beim Niedergange wird zugleich durch das Ventil s_1 gesaugt und durch *d* gedrückt, wie bei doppelter Wirkung; beim Aufgange sind nur beide Druckventile geöffnet, das Wasser strömt aus dem oberen Cylinderraum durch d_1, das Steigrohr und *d* in das untere Cylinderende, es findet blosse Circulation statt und der Wasserdruck ober und unter dem Kolben ist gleich.

Derselbe Zweck lässt sich auch erreichen, indem man den Deckel des Ventilkastens s_1 entfernt, wobei der Raum ober dem Kolben und zwischen den Ventilen s_1 und d_1 sich unter atmosphärischer Spannung befindet. Die Ventile d_1 und s_1 bleiben dann constant geschlossen, beim Aufgange wird durch *s* gesaugt, beim Niedergange durch *d* gedrückt. Bei Versuchen betrug jedoch in diesem Falle der Wirkungsgrad der Maschine sammt Pumpen nur $53\frac{1}{2}$, im vorigen 62 Procent; bei doppelter Wirkung war derselbe gleich $69\frac{1}{2}$ Procent.

Pumpe mit vereinigtem Scheiben- und Mönchkolben. Aus der Betrachtung, dass das Gestänge der gewöhnlichen Hubpumpen beim Nieder-

*) Bericht über die Versammlung der Berg- und Hüttenmänner zu Wien 1858, S. 123; Erfahrungen 1861, S. 8.

gange Wasser verdrängt und zur Bewegung aufwärts durch das Steigrohr nöthigt, ergibt sich die Pumpenconstruction Fig. 508, bei welcher an den mit Ventilen versehenen Scheibenkolben *k* ein Mönchkolben *m* angeschlossen ist, der mit dem Gestänge in Verbindung steht; *s* ist das Saugventil. Gibt man dem Plunger *m* einen halb so grossen Querschnitt als dem Scheibenkolben, so wird beim Auf- und Niedergange gleich viel Wasser in das Steigrohr *D* gedrückt.

In dieser Art sind die Simpson'schen Pumpen*) ausgeführt. Man nennt dieselben auch verjüngte oder Differentialpumpen. Gegen die früher angegebenen doppeltwirkenden Pumpen ergibt sich zwar bei gleicher Wasserlieferung der doppelte Querschnitt des Scheibenkolbens, dafür aber eine bedeutend vereinfachte Construction, indem nur ein Saug- und Druckventil, ein einfaches Saug- und Steigrohr erfordert wird. Es ist daher diese Construction für Fälle, wo eine doppeltwirkende Pumpe besonders passend erscheint, namentlich bei geringer Förderhöhe, wo der Scheibenkolben keine Anstände verursacht, ziemlich in Verbreitung.

Fig. 531 zeigt die Differentialpumpen der Grube Sulzbach-Altenwalde.**) Dieselben heben das Wasser aus dem Hauptsumpf nur in einen Vorsumpf, daher auf geringe Höhe; sie werden durch Kunstwinkel bewegt, von deren unteren Zapfen Kolbenstangen *a* in die hohlen Mönchkolben geführt sind. An das Lager des unteren Drehzapfens von *a* schliesst sich ein breites Kolbenschwert, welches mittelst Keil den unter dem Scheibenkolben befindlichen, die Dichtung haltenden Ring und den Kolbenkörper selbst mit dem Mönchkolben verbindet. Das Leder der zweiklappigen Ventile ist durch ein Einsatzstück zwischen Mönch- und Scheibenkolben befestigt, welches zugleich den Ventilhub begrenzt. Schmiedeiserne Träger *t* stützen den Ventilkasten; an das Saugrohr schliesst sich ein Saugkorb.

Auf der Grube von der Heydt bei Ibbenbüren***) wurde eine Pumpe mit Scheiben- und Mönchkolben, durch Wassertransmission bewegt, in einem tonnlägigen Gesenk zur Anwendung gebracht, hier aus dem Grunde, um die sonst erforderliche Gewichtsausgleichung des Gestänges zu vermeiden.

Ferner wurde eine solche Pumpe am Schachte Sainte-Elisabeth zu Montceau-les-Mines für 40 Meter Förderhöhe und 0·004 Cubikmeter Wasser pr. Secunde ausgeführt; der Durchmesser des Mönchkolbens ist 0·135, der des Scheibenkolbens 0·191 Meter. Der letztere ist nach

*) Dingler's polyt. Journal 1850, 115. Bd., S. 112.

**) Preuss. Zeitschrift 1874, 22. Bd., S. 179 und 1875, 23. Bd., S. 67.

***) Oesterr. Zeitschrift für B.- u. H. 1866. 14. Bd., S. 301, nach „Glück auf".

Letestu's Systems mit Trichter ausgeführt, der als Ventil fungirt und zugleich die Dichtung herstellt.*)

Eine etwas geänderte Construction zeigt Fig. 539.**) Der Scheibenkolben ist dabei massiv, der untere Cylinderraum communicirt mit dem Raum zwischen Saug- und Druckventil, der obere mit dem Steigrohr. Beim Aufgange wird unter dem Kolben gesaugt, oben das dem Ringquerschnitt um den Mönchkolben entsprechende Volum in das Steigrohr gedrückt; beim Niedergange wird vom Scheibenkolben die ganze Cylinderfüllung durch das Druckventil bewegt, das dem erwähnten ringförmigen Raum entsprechende Volum kehrt jedoch durch das obere Gurgelrohr wieder in den Cylinder zurück, und nur ein dem Mönchkolbenquerschnitt entsprechendes Volum strömt durch das Steigrohr empor. Macht man daher wieder den Querschnitt des Mönchkolbens gleich dem des ringförmigen Raumes oder gleich der Hälfte der Fläche des Scheibenkolbens, so gelangt beim Auf- und Niedergange gleich viel Wasser in das Steigrohr.

Pumpe mit getrenntem Scheiben- und Mönchkolben. Die S. 123 besprochene Einrichtung Fig. 541 — Einhängung eines Ventilkolbens *k* in das zu diesem Zwecke ausgebohrte unterste Steigrohr *a* — wird auch in der Absicht getroffen, um durch gleichzeitige Bewegung des Mönch- und Scheibenkolbens, dessen Gestänge an dem Hauptgestänge befestigst ist, einen ungewöhnlich starken Wasserandrang bewältigen zu können.

Das Ganze wird dadurch zur doppeltwirkenden Pumpe, deren Gang ein ähnlicher ist wie bei der S. 276 beschriebenen Perspectivpumpe mit zwei Kolben, indem beim Aufgange der Scheibenkolben ein gewisses Quantum Wasser hebt und beide Kolben gleichzeitig saugen, beim Niedergange aber das vom Mönchkolben *m* verdrängte Wasser durch das Ventil *d* und die geöffneten Ventile des Scheibenkolbens in die Steigrohre gelangt.

Es handelt sich dabei nur darum, dass die Kraftmaschine stark genug sei, um den Betrieb als doppeltwirkende Pumpe zu ermöglichen; am Gestänggewicht ist keine Aenderung nothwendig, da sich dasselbe nur um das verhältnissmässig geringe Gewicht des Hubpumpengestänges, weniger dem Auftrieb, vermehrt, daher der Niedergang nahe wie bei Vorhandensein des alleinigen Mönchkolbens stattfindet.

Für einen im Abteufen begriffenen Schacht mag die beschriebene Einrichtung immerhin gute Dienste leisten, für stabile Wasserhaltung wäre sie jedoch nur etwa bei stark veränderlicher Wassermenge als Aushilfsmittel anzuwenden.

*) Burat, Cours d'exploitation des mines, Supplement S. 78.

**) Polyt. Centralblatt 1874, S. 294.

Doppeltwirkende Pumpe mit Mönchkolben. Die Skizze Fig. 530 zeigt die doppeltwirkende Pumpe von Hoskold und Brain.*) Der Cylinder derselben besteht aus zwei durch Flantschen verbundenen Theilen, mit einer Scheidewand, an welcher eine Dichtung für den Mönchkolben *k* angebracht ist, der mit dem Gestänge durch eine Kolbenstange in Verbindung steht; *g* und g_1 sind zwei an gegenüberstehenden Seiten angebrachte Gurgelrohre, welche mit dem Raume zwischen je einem Saug- und Druckventil communiciren. Auf die Saugventile folgen unten abgesonderte Saugrohre, die Druckrohre sind durch Knieröhren mit einem gemeinschaftlichen Steigrohr in Verbindung. Obgleich eine Oeffnung mit Deckel *d* angeordnet ist, um die aus einem Metallring mit übergeschobenem Kautschukring bestehende Dichtung in Stand halten zu können, ist doch diese Dichtung selbst, welche während des Betriebes unzugänglich bleibt, wieder der Uebelstand der Construction, welche auch einen ziemlichen Aufwand an Gehäusen und Röhren erfordert.

Vereinigte Pumpensätze. Ein ferneres Mittel, um das Princip der doppelten Wirkung zu realisiren, besteht in der Anwendung zweier Pumpen, deren Kolben stets gleichzeitig entgegengesetzte Bewegung erhalten. Dabei sind jedoch abgesonderte Gestänge für die beiden Pumpen nothwendig, da diese bei einer Kupplung der Kolben mittelst Balancier zu weit von einander gerückt würden.

Derartig werden häufig die von rotirenden Maschinen bewegten Pumpen hergestellt; man kann deren Druckrohre zu einem gemeinschaftlichen Steigrohr vereinigen, welches denselben Durchmesser erhält, wie die Zweigröhren.

Von Bergrath Schitko in Schemnitz wurden dabei durch eine sinnreiche Combination, den sogenannten Ventilverein, die sämmtlichen vier Ventile in einem gemeinschaftlichen Kasten untergebracht. Fig. 525 zeigt die Schitko'sche Pumpe, als Hubpumpe angeordnet; dabei ist *s* das Saug- und *d* das Steigrohr; das Spiel der Pumpe ist bei der stets entgegengesetzten Bewegung beider Kolben ohne weitere Erklärung verständlich.

Statt der Scheibenkolben können auch von unten eintauchende Mönchkolben zur Anwendung kommen; in beiden Fällen wirkt die Pumpe als Hubpumpe. Um dieselbe in eine Druckpumpe umzuwandeln, müsste man die Gurgelrohre bei Vorhandensein von Scheibenkolben an die unteren Enden der Pumpencylinder anschliessen, bei Mönchkolben aber diese von oben in die Pumpencylinder tauchen lassen.

*) Mechanics Magazine, Juli 1866, S. 37; Polyt. Centralblatt 1866, S. 1255.

In späterer Zeit kam die Anordnung mit Ventilverein und mit von unten eintauchenden Mönchkolben bei der Wasserversorgung der Stadt Perigueux zur Anwendung.*)

Man hat auch Druckpumpen mit Mönchkolben im Gebrauch, bei welchen die vier Tellerventile in einen gemeinschaftlichen Kasten eingeschlossen sind, wie z. B. am Bergbau Münzenberg bei Leoben; der Ventilkasten erhält aber dabei grössere Dimensionen und ebene Wände, und ist daher gegen Bruch weniger sicher.

Literatur.

Weisbach's Ingenieur- und Maschinen-Mechanik beschreibt und berechnet mehrere ungewöhnlichere Pumpenarten, darunter auch die Perspectivpumpen; Combes' und Ponson's Werke über Bergbaukunde geben ältere Arten von Bergwerkspumpen, das Supplement zu dem letzteren Werke enthält einige neuere Constructionen in Detailzeichnung. Rühlmann's allgemeine Maschinenlehre enthält besonders geschichtliche Notizen, sodann auch Kritik und Berechnungen über die verschiedenen Pumpenarten nebst Skizzen derselben. Lottner-Serlo's Bergbaukunde enthält ebenfalls eine ausführliche Zusammenstellung der Pumpenarten, desgleichen Jeep's Werk „die Pumpen", welches auch viele Detailzeichnungen, doch grösstentheils über solche Pumpen gibt, die nicht für Bergbauzwecke verwendet sind.

Die erste Beschreibung der Perspectivpumpe von Althans findet sich, von Burg verfasst, in Prechtl's technischer Encyclopädie 1841, 11. Bd., S. 268; eine Pumpe ohne Gestänge wurde nach der Preuss. Zeitschrift 1864, 12. Bd., S. 24 im Jahre 1849 auf der Galmeigrube Heinrich in Oberschlesien aufgestellt. Ueber Perspectivpumpen s. ferner Rittinger's Aufsatz in den Verhandlungen der k. k. Geologischen Reichsanstalt, Wien 1850, 1. Jahrgang, S. 93; von Hellwig, Erfahrungen 1856, S. 23; über Pumpen ohne Gestänge von Rittinger, Bericht über die Versammlung der Berg- und Hüttenmänner zu Wien 1858, S. 124; Theorie und Beschreibung dieser Pumpen von Demselben, Erfahrungen 1858, S. 4; über Perspectivpumpen mit und ohne Gestänge von Althans, Preuss. Zeitschrift 1861, 9. Bd., S. 15; über Pumpen ohne Gestänge die Aufsätze: Wasserhaltung auf den Galmei- und Bleierzgruben Oberschlesiens von L. Mauve, Preuss. Zeitschrift 1864, 12. Bd., S. 24; Pumpen zu Javorzno von Spoth, Erfahrungen 1869, S. 12; Pumpe der Abendsterngrube bei Rosdzin, Preuss. Zeitschrift 1871, 19. Bd., S. 59; Notiz darüber, Zeitschr. deutscher Ingenieure, 14. Bd., S. 476; Notiz über eine andere solche Pumpe, Preuss. Zeitschrift 1875, 23. Bd., S. 104; tonnlägige Pumpe auf der Grube Marie Luise bei Steindorf in Sachsen, Preuss. Zeitschrift 1877, 25. Bd., S. 231;

*) Annales des mines 1865, 6. Reihe, 8. Bd., S. 123.

über Anwendung dieser Pumpen zum Abteufen von Beuther, Zeitschr. deutscher Ingen. 1874, 18. Bd., S. 375, dann von Odenbach, ebendas. 1877, 21. Bd., S. 61.

Ueber sonstige Pumpen für Bergbauzwecke s. Mönchkolben-Hubpumpe, Hartmann's berg- und hüttenm. Zeitung 1845, 4. Bd., S. 174; englische Hubpumpen mit massivem Scheibenkolben, Preuss. Zeitschrift 1856, 3. Bd, S. 178; Simpson's Pumpe, Dingler's polyt. Journal 1850, 115. Bd, S. 112; Hubpumpe mit Mönchkolben, Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1858/59, S. 452; doppeltwirkende Pumpe mit Scheibenkolben, Erfahrungen 1861, S. 8 und Bericht über die Vers. der Berg- und Hüttenmänner zu Wien 1858, S. 123; über Hubpumpen mit Mönchkolben, Zeitschrift des Oest. Ingen.-Vereines 1865, S. 245, dann Annales des mines 1865, 6. Reihe, 8. Bd., S. 127; mit Detailzeichnung, Erfahrungen 1871, S. 15; doppeltwirkende Pumpe mit Scheiben- und Mönchkolben, Preuss. Zeitschrift 1874, 22. Bd., S. 179, dann 1875, 23. Bd., S. 67.

IV. Einfachwirkende Dampfmaschinen.

Unter den Anforderungen, welche an eine Wasserhaltungsmaschine gestellt werden, tritt die des sicheren, ungestörten Ganges in den Vordergrund; Einfachheit und Solidität der Construction ist daher die erste Regel für den Bau einer solchen Maschine.

Einen zweiten Punkt, die Oeconomie des Betriebes betreffend, wurde früherer Zeit bei Kohlenbergbauen auf Ersparung an Brennstoff weniger geachtet, da zur Heizung der Kessel ein Material benützt werden kann, für welches sich kein lohnender Absatz ergab. Aber auch die minderen Kohlensorten erhalten mehr und mehr Verwendung für andere Zwecke, daher ihr Werth nothwendig steigen muss und das Streben nach Verminderung des Brennmaterial-Verbrauches auf den Kohlengruben ebenso Platz greift als bei anderen Industrieen. Die Benutzung der darauf abzielenden Einrichtungen findet nur darin ihre Grenze, dass dieselben einen complicirteren Bau der Maschine erheischen.

Als specielle Forderung tritt ferner an die meisten Wasserhebmaschinen die Aufgabe, eine sehr veränderliche Leistung zu erzielen (vergl. S. 120), welcher Bedingung die gegenwärtig bekannten Maschinensysteme nicht in vollkommen befriedigender Weise zu entsprechen vermögen, da bei einer Verminderung der normalen Leistung bis unter ein bestimmtes Maass auch der Wirkungsgrad merklich abnimmt.

Die ausgeführten Constructionen von Wasserhebmaschinen scheiden sich in folgende Typen: Rotirende und nicht rotirende; einfach- und doppeltwirkende; ein- und zweicylindrige; Maschinen mit oder ohne Condensation und Expansion. Um diese Arten mit einander vergleichen zu können, müssen auch die zwei Hauptunterschiede in der Anordnung, d. h. in der räumlichen Vertheilung der einzelnen Organe der Maschine

berücksichtigt werden, und zwar der Unterschied zwischen liegenden und stehenden, dann zwischen directwirkenden und Balanciermaschinen.

Rotirende und nicht rotirende Maschinen. Rotirende Maschinen (Maschinen mit Hilfsrotation) sind jene, bei welchen die Kolbenstange des Dampfcylinders durch Kurbel und Schubstange mit einer rotirenden Welle in Verbindung steht. Von dieser Welle aus wird die Steuerung bewegt; die Ueberwindung der todten Punkte ist durch ein Schwungrad ermöglicht.

Bei nicht rotirenden Maschinen fehlt die Welle, die Steuerung wird durch besondere Apparate, die Katarakte bewegt, welche nach jedem Hube einen Stillstand von beliebiger Dauer zu erzielen gestatten.

Solche Pausen sind bei rotirenden Maschinen nicht möglich; sie bilden aber das vorzüglichste Mittel, um die gehobene Wassermenge den Zuflüssen anzupassen. Die Dauer des Hubes selbst bleibt dabei die gleiche oder ändert sich nur innerhalb geringerer Grenzen, der durch undichte Kolbenliederung veranlasste Dampfverlust pr. Hub bleibt nahe constant und nur der sonstige Verlust wird empfindlicher. Die Pause gibt den Pumpenventilen Zeit, sich vollständig zu schliessen, ehe der folgende Hub beginnt.

Bei rotirenden Maschinen kann die Leistung, wenn nicht die Pumpen für diesen Zweck speciell eingerichtet sind (vergl. S. 83), nur durch Verminderung der Geschwindigkeit reducirt werden, auf der einen Seite des Kolbens befindet sich ununterbrochen der frische Dampf, der Dampfverlust bleibt also bei rascher und langsamer Bewegung der gleiche, und im letzteren Falle ist derselbe im Verhältniss zum wirklichen Verbrauch grösser, der Wirkungsgrad kleiner. Die Bewegung des Pumpenkolbens kehrt sofort von der einen Richtung in die andere um, die Ventile schliessen sich nicht rechtzeitig. Die Anordnung ist complicirter und kostspieliger als die ohne Welle, auch die vielen Zapfenreibungen vermindern den Wirkungsgrad, die Hubzahl darf nicht zu gering sein, da sonst ein zu grosses Schwungrad erfordert oder dessen Bewegung zu ungleichförmig wird.

Zu Gunsten der rotirenden Maschinen sprechen dagegen folgende Umstände: Die Bewegung des Gestänges und der Wassersäule ist nahe eine Sinusbewegung, es werden die Massen während eines Hubes allmälig beschleunigt und verzögert, während bei nicht rotirender Maschine zu Anfang eine starke Beschleunigung, gegen Ende wieder eine starke Verzögerung eintritt, was der Sicherheit des Betriebes nachtheilig ist, bei grösserer Saughöhe die Trennung des Wassers vom Kolben u. s. w. zur Folge hat. Aus diesem Grunde ist auch eine etwas grössere mittlere Geschwindigkeit bei den rotirenden Maschinen zulässig.

Ein zweiter wesentlicher Vortheil ist, dass der Hub durch die Kurbel genau fixirt ist, während bei nicht rotirender Maschine, besonders wenn sie mit Expansion arbeitet, leicht eine Ueberschreitung des nur durch Expansion oder Compression des Dampfes im Cylinder begrenzten Hubes stattfindet; es genügt dazu eine geringe Aenderung der Kesselspannung, welche besonders dann eintritt, wenn durch die vorhandenen Kessel noch eine andere, z. B. die Fördermaschine, gespeist wird. Eine Ueberschreitung des Hubes kann aber Brüche herbeiführen; um dieselbe zu vermeiden, ist man genöthigt, den normalen Kolbenhub in einer gewissen Entfernung von dem Cylinderdeckel beenden zu lassen, also einen grösseren schädlichen Raum einzuhalten. Bei rotirenden Maschinen bewirken alle Ursachen, welche auf Vergrösserung des Hubes wirken, lediglich eine Zunahme der Geschwindigkeit, welche durch Regulirung der Admission sofort wieder beseitigt werden kann. Ferner lassen dieselben hohe Expansion zu, welche allerdings ein schweres Schwungrad erfordert, wogegen zu gleichem Zwecke bei nicht rotirenden Maschinen gewaltige Massen in Form von Gestängbelastung und Gegengewicht angebracht werden müssen. Auch wird die Steuerung bei Maschinen mit Rotation bedeutend einfacher.

Die rotirende Bewegung gestattet es insbesondere, bei gleicher oder etwas grösserer Kolbengeschwindigkeit, als bei der anderen Gruppe, durch kleinen Hub eine bedeutend vermehrte Zahl Hube in gegebener Zeit auszuführen und daher die Wässer im Schachte gut zu Sumpfe zu halten. Beim Abteufen kann dann der Vorsumpf klein gehalten werden, was die Arbeit wesentlich erleichtert. Aus diesem Grunde, auch weil die rotirende Welle den abwechselnden Betrieb von Wasserhebung und Förderung gestattet, sind rotirende Maschinen besonders beim Abteufen der Schächte in Anwendung und sie bleiben mitunter auch nach Beendung des Abteufens noch im Betriebe.

Zur stabilen Wasserhebung und in grösseren Dimensionen sind rotirende Maschinen, da sie für veränderliche Wassermengen weniger entsprechen, nur dann am Platze, wenn der Wasserzufluss annähernd constant, wenn eine Ersparung an Brennstoff durch Anwendung hoher Expansion besonders werthvoll ist, endlich wenn ein voraussichtlich lang dauernder Betrieb die kostspieligere Anlage annehmbar erscheinen lässt. Es kommen solche Maschinen von grösseren Dimensionen, meist stehend und mit Balancier ausgeführt, erst seit neuerer Zeit zur Benützung.

Als Vortheil der liegenden rotirenden Maschinen wird noch betont, dass sie keines festen Grundes in der Nähe der Schachtmündung bedürfen, da sie weiter von dieser entfernt fundirt werden können; dies ist indessen nicht zutreffend, weil die Bewegung an das Gestänge durch

Kunstwinkel übertragen wird, welche ihrerseits in unmittelbarer Nähe des Schachtes ein sehr solides Fundament erfordern.

Einfach- und doppeltwirkende Maschinen. Im Allgemeinen besitzen doppelt- gegen einfachwirkende Maschinen den Vorzug, dass sie eine kleinere Kolbenfläche und aus diesem Grunde kleinere Dimensionen — die Längen ausgenommen — fast aller Theile erhalten. Da die ausführbaren Cylinderdurchmesser eine gewisse Grenze, etwa 3^m, nicht überschreiten, so können die grössten Leistungen nur durch doppeltwirkende Maschinen erzielt werden.

Aus diesem Grunde führt man die rotirenden Maschinen stets doppeltwirkend aus, und erreicht dadurch für solche Maschinen den weiteren Vortheil, dass das Schwungradgewicht geringer wird. Um letzteres noch mehr herabzusetzen, werden Gestänge- und Gegengewicht derart bemessen, dass der Widerstand beim Auf- und Niedergange gleich gross ist; dabei kann wie bei nicht rotirenden doppeltwirkenden Maschinen auch das Gewicht des Gestänges vermindert werden.

Bei nichtrotirenden Maschinen ist die durch doppelte Wirkung zu erreichende Ersparung an Kosten der Maschine selbst problematisch, weil deren Cylinder einem abwechselnden Druck nach oben und nach unten ausgesetzt ist, daher solider fundirt werden muss und nebstdem eine etwas complicirtere Steuerung erfordert. Die wesentliche Ersparung ist am Gestänge zu erzielen, dessen Gewicht bedeutend geringer ausfällt als der Druck des Wassers auf die Pumpenkolben, weil der Niedergang durch den Dampfdruck befördert wird; hieraus ergibt sich der Nebenvortheil, dass das Gestänge bei einem Bruche nicht frei herabfallen kann.

Man scheute sich lange, das Gestänge dem abwechselnden Drucke und Zuge auszusetzen, bis die Idee der Anwendung von steifen eisernen Gestängen zu diesbezüglichen Versuchen ermuthigte, welche auch glückten. In der That ist auch bei der einfachwirkenden Maschine das Gestänge einem Drucke ausgesetzt, und der Unterschied nur der, dass dieser Druck bei der doppeltwirkenden Maschine zum Theile durch die Spannung des Dampfes hervorgebracht wird.

Das Gestänggewicht ergibt sich sowohl für Maschinen ohne als mit Expansion kleiner als bei einfacher Wirkung, weil bei einer Expansionsmaschine das Gewicht der zur Regulirung des Ganges nothwendigen Massen der Kolbenfläche proportional ist. Jedoch schwindet besonders bei Maschinen ohne Expansion der besprochene Vortheil, sobald die Schachttiefe eine bedeutende ist, indem dann der Querschnitt, mithin das Gewicht des Gestänges durch die Rücksicht auf Festigkeit bestimmt wird und gleich gross ausfällt, ob die Maschine einfach- oder doppelt-

wirkend ist; im letzteren Falle wird sogar wegen grösseren Gegengewichtes die ganze nothwendige Last grösser.

Als Nachtheil der doppeltwirkenden Maschinen wird der grössere Dampfverbrauch bezeichnet, welcher sich dadurch einstellen soll, dass die schädlichen Räume stets mit frischem Dampfe gefüllt werden müssen. Doch fehlen hierüber nähere Nachweise.

Das Princip der doppelten Wirkung erzielt daher besonders eine Ersparung an Anlagskosten und eignet sich für Nichtexpansionsmaschinen nur bei geringerer Schachttiefe; bei grosser Tiefe wird das Gestänge der Festigkeit wegen ebenso theuer als für eine einfachwirkende Maschine.

Handelt es sich dagegen vorzüglich um Ersparung an Dampf, und wendet man aus diesem Grunde Expansion an, so ist nebenbei noch immer eine Ersparung an Anlagskosten wünschenswerth und daher eine doppeltwirkende Maschine erst für Tiefen unzweckmässig, wo das Gestänge der Festigkeit wegen so schwer ausfällt, dass gegen die einfachwirkende Maschine nur wenig an Gestänggewicht erspart wird.

Bei doppeltwirkenden Maschinen mit Expansion entfällt auch die Rücksicht auf die zur Oeffnung der Ventile erforderliche Kraft, mithin die Anwendung von Regeneratoren, weil der anfängliche Dampfdruck beim Niedergange den Widerstand bedeutend überschreitet.

Stehende und liegende Maschinen. Der gewöhnlich angestellte Vergleich zwischen diesen beiden Systemen bezieht sich nur auf rotirende Maschinen. Für diese wird allgemein die liegende Anordnung billiger, leichter zu fundiren, bequemer für die Wartung, dagegen sind ihre Reibungswiderstände etwas grösser, und erfolgt bei grossem Durchmesser und Gewicht des Kolbens eine raschere Abnützung der Kolbenliederung und des Cylinders im unteren Theil. Auch gestatten stehende Maschinen eine bessere Anordnung der Condensationsvorrichtungen.

In der Anwendung zur Wasserhebung werden liegende Maschinen durch Schubstange und Kunstwinkel mit dem Gestänge verbunden, wobei der Raum ober dem Tagkranze des Schachtes vollständig frei gehalten werden kann; bei stehenden erfolgt diese Verbindung mittelst Balancier oder direct. Für rotirende Maschinen kleinerer Dimension wählt man daher meist die liegende Anordnung mit Rücksicht auf den obigen und besonders auf die sonstigen früher genannten Vorzüge.

Bei grossen Dimensionen dagegen treten die Uebelstände des liegenden Cylinders mehr in den Vordergrund und ist die Fundirung dadurch erschwert, dass der Kunstwinkel einer- und der Cylinder anderseits einen wechselnden horizontalen Druck nach entgegengesetzten Richtungen erleiden; die Lager der Kunstwinkel-Zapfen können aber bei ihrer grösseren

Entfernung und wegen verschiedener Höhe mit dem Bett der Dampfmaschine nicht in eine starre Verbindung gebracht werden, welche die erwähnten Kräfte ausgleichen würde, daher lediglich das Fundament deren Einwirkung aufnimmt. Endlich ist diese Uebertragung complicirter als bei einer directwirkenden, und nicht bedeutend wohlfeiler als bei einer Balancier-Maschine.

Dies sind die Gründe, warum für grosse, zur stabilen Wasserhebung dienende rotirende Maschinen die stehende Anordnung besser entspricht. In neuerer Zeit wird dieselbe ohne Balancier öfters auch für kleinere, zum Abteufen dienende Maschinen gewählt.

Ganz aus denselben Ursachen sind die nicht rotirenden Maschinen besser stehend auszuführen, wie es auch fast ausschliesslich geschieht.

Dass der Vortheil einer grösseren Entfernung der liegenden Maschinen vom Schachte nicht von Belang sei, wurde schon bei Vergleichung der rotirenden mit den nicht rotirenden Maschinen bemerkt.

Balancier- und directwirkende Maschinen. Diese Unterscheidung bezieht sich nur auf stehende Maschinen; die Stelle des Balancier ist bei liegenden Maschinen durch den Kunstwinkel vertreten, eine directwirkende Anordnung existirt für liegende Maschinen mit verticalen Gestängen nicht. Das Folgende bezieht sich daher nur auf stehende Maschinen.

Sind dieselben rotirend, so ist eine Anordnung ohne Balancier für grosse Dimensionen nicht wohl entsprechend, da die Schwungradwelle entweder ober oder unter den Cylinder, im letzten Falle zwischen zwei die Kolbenstange mit dem Gestänge verbindende Gabelstangen zu legen wäre, wodurch der Bau eine zu grosse Höhenausdehnung erhielte. Ungeachtet der Kosten eines Balanciers bildet dieser doch das geeignetste Mittel zur Verbindung des Gestänges mit der Welle, gleichgültig, ob die Kolbenstange unmittelbar oder zugleich durch diesen Balancier mit dem Gestänge verbunden wird. Im ersten Falle kann man zwar die Maschine auch als directwirkende rotirende bezeichnen, doch besitzt sie sonst die wesentlichen Eigenschaften einer gewöhnlichen Balanciermaschine. — Bei kleinen Dimensionen dagegen werden, wie oben bemerkt, auch stehende rotirende Maschine ohne Balancier construirt.

Die weitere Untersuchung hat sich daher nur auf stehende nicht rotirende Maschinen zu erstrecken. Ob dieselben mit oder ohne Balancier — der hier stets das Gestänge mit der Maschine verbindet — hergestellt werden sollen, wurde bereits vielfach discutirt.

Die nach ihrem Entstehungsorte auch Cornwall-Maschinen benannten Balanciermaschinen besitzen folgende Vorzüge: Sie zeigen einen ruhigeren Gang als die directwirkenden. Die Masse des Balancier ver-

mindert die anfängliche Beschleunigung und schliessliche Verzögerung des Gestänges, wiewohl dazu hauptsächlich die Masse des letzteren selbst und des Wassers in den Steigröhren beiträgt. Die hydraulischen vom Pumpenbetriebe rührenden Stösse werden nur geschwächt an die Maschine übertragen und selbst die Elasticität des Balanciers wirkt der anfänglichen stossweisen Erhebung des Gestänges entgegen. Die geringeren Erschütterungen haben eine langsamere Abnützung der Dichtungen zur Folge, der Dampfverbrauch ist kleiner und es kommen weniger Reparaturen vor.

Bei Expansion erspart der Balancier einen Theil der sonst nothwendigen Gestäng- und Gegengewichtsmassen, bei Gestängen, die eine Ausgleichung erfordern, wird diese theilweise durch Kolben und Kolbenstange eingebracht, während bei directwirkenden Maschinen die Gewichte der letzteren Theile selbst noch ausgeglichen werden müssen. Dampfkolben und Gestänge können einen verschiedenen, und zwar der erstere einen grösseren Hub erhalten, wobei dessen Durchmesser und daher der Dampfverlust geringer wird; da nun der längere Balancierarm sich auf Seite des Cylinders befindet, wirkt sein Gewicht ebenfalls auf Ausgleichung des Gestänges.

Die Theile einer Balanciermaschine sind übersichtlicher angeordnet und leichter zugänglich; der Raum ober dem Schachte wird wenig beengt, insbesondere kann man direct ober der Wasserhaltungs-Abtheilung eine Winde aufstellen und in dieser Abtheilung selbst die Pumpen- oder Gestängtheile einlassen und ausfördern. Bei directwirkenden Maschinen ist der zur Förderung nothwendige Raum am Tagkranze häufig beengt.

Die hängende Stopfbüchse ist vermieden. Die Balanciers gewähren in der neueren Construction aus Blech grössere Sicherheit, so dass die Gefahr eines Bruches nicht mehr als hervorragender Uebelstand derselben bezeichnet werden kann; sie lassen sich daher auch in grösserer Länge herstellen, was einen grösseren Hub ermöglicht, dessen Vortheile auf S. 61 hervorgehoben wurden. Der Balancier gestattet eine bequeme Anordnung und einen einfachen Bewegungsmechanismus für alle Hilfsapparate der Maschine, und zwar für die Steuerstange, die Katarakte, die Luft-, Speise- und Kaltwasserpumpe. Endlich ist bei einer solchen Maschine der Dampfcylinder in einem geschlossenen Maschinenraum aufgestellt, daher der Abkühlung weniger ausgesetzt, und kann wegen seines grösseren Abstandes von der Schachtmündung solider fundirt werden.

Zu Gunsten der directwirkenden Maschine spricht deren geringerer Anschaffungspreis; der Balancier sammt Fundirung und Geradführungen fällt weg, statt desselben kommt nur eine Tragbrücke für den Cylinder über den Schacht, so dass die Anschaffungskosten für die Maschine um

etwa $^1/_3$ geringer werden. Auch das Fundament kann leichter hergestellt werden als bei einer Balanciermaschine, wo der Dampfdruck den Cylinder beim Kolbenniedergange zu heben sucht, und das Gebäude für die Maschine erfordert geringere Dimensionen. Der grösste Hub ist doch nur bei Maschinen ohne Balancier ausführbar; bei der höheren Stellung des Dampfcylinders kann alles condensirte Wasser von der Maschine zum Kessel zurücklaufen.

Gegen die betonten Vorzüge der Balanciermaschinen kann man einwenden, dass der höhere Wirkungsgrad der Cornwallmaschinen nicht nur vom Balancier, sondern vorzüglich von der sorgfältigen Construction und Wartung herrührt, und dass die directwirkenden bei Erfüllung dieser Bedingungen ebenso gut arbeiten würden, während man sich bei deren Herstellung meist durch die Rücksicht auf geringe Anlagskosten leiten lässt, wobei natürlich die Leistungsfähigkeit sinken muss. Die Balancierzapfen und Geradführungen unterliegen der Abnützung, die Gefahr eines Bruches ist auch bei der Herstellung aus Blech nicht gänzlich vermieden. Die Winde zum Aufziehen der Pumpentheile kann auch seitwärts von einer directwirkenden Maschine angebracht werden, und um mit der letzteren den Schacht nicht zu verbauen, lässt sich der Cylinder in ein höheres Niveau stellen.

Die Nebentheile können bei einer directwirkenden Maschine an einen leichten, geringe Dimensionen besitzenden Balancier angehängt werden, die Abkühlung des Cylinders wird mindestens dann nicht fühlbar, wenn man denselben mit einem Dampfhemd umgibt.

Mit Rücksicht auf die geringeren Anlagskosten wird daher einer directwirkenden Maschine der Vorzug zu geben, eine Balanciermaschine vorzüglich nur dann anzuwenden sein, wenn der Grund in unmittelbarer Umgebung der Schachtmündung für die Fundirung des Cylinders nicht gut geeignet ist.

Ist die Maschine doppeltwirkend, so entfällt bei der directwirkenden Anordnung der Vortheil, dass der Dampfdruck nur auf den Cylinderboden wirkt; dagegen erleiden bei der Anordnung mit Balancier dessen Zapfenlager einen sehr grossen, aufwärts gerichteten Druck (gleich dem doppelten Dampfdruck auf den Kolben), und da überdies die doppeltwirkenden Maschinen besonders mit Rücksicht auf Ersparung an Anlagskosten hergestellt werden, so entspricht für dieselben auch die Anordnung ohne Balancier.

Ist der Schacht nur zur Wasserhebung bestimmt, so ist die Raumverminderung durch eine directwirkende Maschine ohne Belang, daher die letztere um so mehr am Platze.

In der That werden in neuerer Zeit nur sehr wenig Balanciermaschinen mehr gebaut.

Maschinen mit und ohne Condensation. Die durch Condensation erzielte Brennstoff-Ersparung fällt um so mehr ins Gewicht, je kleiner die Spannung ist, mit der die Maschine arbeitet. Die letztere wird dabei nicht viel kostspieliger, da jedenfalls ein zur Bewegung der Steuerstange, der Speise- und eventuell auch der Kaltwasserpumpe dienender Balancier vorhanden sein muss; der Durchmesser des Cylinders ergibt sich geringer. Condensation erweist sich bis zu Spannungen von wenigstens fünf Atmosphären stets als vortheilhaft für die Oeconomie des Betriebes. Durch noch höhere Spannung kann der Nutzen derselben allerdings ersetzt werden, dabei müssen aber die Kessel stärker, also theurer hergestellt werden, sie leiden mehr und es wachsen alle Dampfverluste.

Die Condensation erfordert eine bedeutende Wassermenge, welche indessen meistens dem gehobenen Grubenwasser entnommen werden kann; sie vermehrt die Zahl der bewegten Theile, daher den Anlass zu Betriebsstörungen.

Bei liegenden Maschinen verursacht deren Anordnung mehr Schwierigkeiten als bei stehenden; für erstere ist sie daher seltener in Verwendung, für letztere aber stets zu empfehlen, wenn genug Wasser ohne grosse Kosten zu beschaffen und die Brennmaterial-Ersparung von einiger Wichtigkeit ist.

Maschinen mit und ohne Expansion. Der Nutzen der Expansion liegt bekanntlich ebenfalls in der Ersparung an Brennstoff. Die Steuerung wird durch Anwendung von Expansion wenig complicirter, dagegen bringt diese zwei wesentliche Uebelstände mit sich. Erstlich ergeben sich grössere Dimensionen des Cylinders und aller bewegten Theile, welche letzteren den anfänglichen Volldruck auf die Kolbenfläche aushalten müssen. Dadurch steigen der Dampfverlust, die Anlagskosten und die durch Reibung consumirte Arbeit um so mehr, je grösser der Expansionsgrad ist, der somit bald eine Grenze seiner öconomisch vortheilhaften Werthe findet. Durch gleichzeitige Anwendung von Condensation und Expansion wird diese zulässige Grenze beträchtlich erweitert, und da die Condensation ohne bedeutende Kostenvermehrung hinzugefügt werden kann, so benützt man die Expansion bei stehenden Maschinen meistens nur in Verbindung mit Condensation. Für liegende rotirende Maschinen kann 2- bis $2^1/_2$fache Expansion auch ohne Condensation vortheilhaft werden.

Der zweite Uebelstand ist jedoch die Ungleichförmigkeit des wirksamen Dampfdruckes bei nahe constant bleibendem Widerstande. Bei rotirenden Maschinen ist aus diesem Grunde ein grösseres Schwungrad

nothwendig. Bei nicht rotirenden Maschinen sind schwere Schwungmassen erforderlich, um eine zu grosse Beschleunigung zu Anfang des Hubes zu vermeiden und die Maximalgeschwindigkeit des Gestänges herabzusetzen. Diese Massen müssen in das Gestänge, und damit dessen Gewicht den für den Niedergang erforderlichen Betrag nicht überschreitet, zum Theil in ein Gegengewicht verlegt werden. Nur bei grosser Schachttiefe fällt das Gestänge der Festigkeit wegen so schwer aus, dass die Expansion keine weitere Vergrösserung seiner Masse bedingt.

Endlich lässt sich die Geschwindigkeit der Expansionsmaschinen beim Betrieb weniger gut reguliren. Wird zu diesem Behufe das Einlassventil mehr gesperrt, so bewegt sich das Gestänge langsamer, in Folge dessen reicht aber auch seine lebendige Kraft nicht mehr aus, um den Hub zu beenden, während im gleichen Falle bei einer Maschine ohne Expansion das Gestänge langsamer, jedoch stets so weit ansteigt, bis die Umsteuerung stattfindet und nur der kurze Endlauf unbedeutend vermindert wird.

Bei nicht rotirenden Maschinen ist daher Expansion, in Verbindung mit Condensation, nur am Platze, wenn die Ersparung an Betriebskosten die bedeutende Erhöhung des Anlagskapitales lohnt. Bei rotirenden Maschinen mit stehender Anordnung sind beide Einrichtungen leichter mit Vortheil anzuwenden, bei liegender Anordnung empfiehlt sich Expansion bis zu einem mässigen Grade und Condensation nur etwa, wenn der Brennstoff sehr kostspielig ist.

Maschinen mit einem und zwei Cylindern. Abgesehen von rotirenden Zwillingsmaschinen, welche zur Förderung und Wasserhebung, selten für letztere allein zur Benützung kommen, ferner von der Aufstellung zweier Cylinder zu beiden Seiten des nicht mehr dem Bedarf genügenden einen Cylinders, wird die Combination zweier Cylinder nur bei Expansionsmaschinen, und zwar in der Absicht angewendet, um die erforderlichen Schwungmassen zu vermindern, indem man durch entsprechende Dampfvertheilung eine grössere Gleichförmigkeit des Dampfdruckes erreicht. Hiermit ist der hauptsächlichste Uebelstand der Expansionsmaschinen bedeutend herabgesetzt; ferner lässt sich durch gemischte Expansion der anfängliche Dampfdruck, mithin die Anstrengung der Maschinentheile vermindern, endlich dauert die Einströmung des Dampfes länger und wird daher der nothwendige Dampfraum in den Kesseln kleiner. Das Gesagte gilt ebenso für doppelt- als für einfachwirkende Maschinen.

Allerdings stellen sich diesen günstigen Elementen einige Nachtheile entgegen: die Maschine selbst wird complicirter, theurer, ihre Wartung ist schwieriger; sie erfordert einen grösseren Raum und ihre Reibungswiderstände, sowie die schädlichen Räume werden etwas grösser. In-

dessen sind die Vortheile doch überwiegend, so dass die Einrichtung mit zwei Cylindern gegenwärtig immer mehr an Verbreitung gewinnt.

Dieselbe kommt in allen früher angegebenen Fällen, wo Condensation zugleich mit Expansion benützt werden soll, zur Verwendung, also bei stehenden rotirenden oder nichtrotirenden Maschinen mit oder ohne Balancier.

Eintheilung der Wasserhebmaschinen. Nach den vorigen Erläuterungen gruppiren sich die gewöhnlich verwendeten Wasserhebmaschinen in folgende Hauptarten:

I. Nicht rotirende Maschinen

1) mit einem Cylinder (directwirkend oder mit Balancier, mit oder ohne Condensation, und im ersten Falle mit oder ohne Expansion)

a) einfachwirkend,

b) doppeltwirkend;

2) mit zwei Cylindern.

II. Rotirende doppeltwirkende Maschinen, meist in kleinerer Dimension zum Abteufen der Schächte, mitunter zur stabilen Wasserhaltung benützt und dann auch in grösserer Dimension ausgeführt.

Demgemäss sind hier die Wasserhebungs-Dampfmaschinen in vier Gruppen getheilt, und zwar 1) einfachwirkende, 2) doppeltwirkende Maschinen, beide ohne Rotation und eincylindrig; 3) zweicylindrige Maschinen, ohne Rotation; 4) rotirende Maschinen.

In diesem Abschnitte wird die erste der obigen Gruppen ausführlich behandelt, in den folgenden nur jenes Detail näher besprochen, welches den anderen Gruppen speciell eigenthümlich ist.

Die einfachwirkenden nicht rotirenden Maschinen sind das ursprüngliche und gegenwärtig noch verbreitetste System für stabile Wasserhebung, da die doppeltwirkenden sich erst neuerer Zeit Bahn zu brechen anfangen. Häufig wurden dieselben der Ersparung an Anlagskosten wegen ohne Expansion und Condensation hergestellt; die Anwendung von Condensation aber empfiehlt sich für alle gewöhnlichen Dampfspannungen, starke Expansion nur bei hohen Brennstoffpreisen.

Gang der Maschine. Bei einer directwirkenden Maschine ohne Condensation strömt der Dampf während des Aufganges am unteren Cylinderende ein und hat dabei das wirksame Gestänggewicht zu heben und den ganzen sonstigen Widerstand zu überwinden. Bei Maschinen ohne Expansion wird der Dampfzutritt kurz vor Ende des Hubes, bei solchen ohne Expansion schon früher gesperrt. Das Gestänge gelangt in beiden Fällen durch Abnahme der Spannung unter dem Kolben zur Ruhe. Nach einer durch den Katarakt bestimmten Pause wird der Raum unter dem Kolben mit dem Ausblaserohr in Verbindung gesetzt, daher

der Niedergang eintritt, während dessen das Gestänge vermöge seines Gewichtes die Pumpen bethätigt und alle Nebenwiderstände überwindet, bis der untere Cylinderraum wieder abgesperrt, der darin vorhandene Dampf vom Kolben comprimirt und auf diese Weise der Niedergang beendet wird. Nach einer abermaligen Pause erfolgt von Neuem die Oeffnung des Dampfeintrittes unter dem Cylinder, daher ein neuer Hub beginnt.

Der Raum ober dem Kolben darf nicht ganz abgeschlossen sein, weil sonst beim Niedergange die dort vorhandene Luft oder der Dampf, welcher wegen undichter Kolbenliederung eintritt, beim Niedergange stark verdünnt, beim Aufgange comprimirt würde. Man setzt daher den Raum ober dem Kolben in constante Verbindung mit dem Abblaserohr, so dass beim Niedergange ein Theil des Dampfes aus dem unteren in den oberen Cylinderraum überströmt und der Druck auf beide Kolbenflächen nahe gleich gross wird, indem dieser sogenannte Gleichgewichtsdampf nur wegen der Nebenhindernisse des Ueberströmens unten etwas mehr gespannt ist als oben. Beim Aufgange gelangt der Gleichgewichtsdampf durch das Ausblaserohr ins Freie, und wegen des Widerstandes gegen diese Ausströmung ist die Spannung ober dem Kolben etwas grösser als die atmosphärische.

Der Cylinder könnte auch oben ganz offen sein, dann wäre er aber einer stärkeren Abkühlung ausgesetzt und nebstdem würde der neben der Kolbenliederung entweichende Dampf den Maschinenraum erfüllen.

Bei einer Condensationsmaschine wirkt während des Aufganges der frische Dampf unter dem Kolben, der Raum ober dem Kolben ist mit verbrauchtem Dampf gefüllt und mit dem Condensator in Verbindung, welcher die Spannung dieses Dampfes auf wenige Zehntel einer Atmosphäre reducirt, so dass der dem Aufgange entgegenwirkende Druck ungefähr um 1 Atmosphäre geringer wird als bei Maschinen ohne Condensation. Bei Maschinen ohne Expansion wird der Eintritt des Dampfes gleichzeitig mit dem Austritt ober dem Kolben, bei solchen mit Expansion schon früher gesperrt; durch die abnehmende Spannung unter dem Kolben und durch die oben eintretende Compression, und zwar hauptsächlich durch die erstere Ursache, erreicht der Hub sein Ende.

Nach einer Pause wird zwischen beiden Cylinderenden Communication hergestellt, es findet Ueberströmen des Dampfes von der unteren zur oberen Kolbenseite statt; die Spannung ist auf beiden Seiten nahe gleich, das Gestänge bewegt sich abwärts und drückt das Wasser in die Steigröhren der Pumpen. Gegen Ende des Niederganges wird die Communication der Cylinderenden gesperrt, so dass die Räume beiderseits vom Kolben ganz geschlossen sind und durch Spannungsabnahme des

oberen, vorzüglich aber durch Compression des einen kleinen Raum einnehmenden unteren Dampfes der Kolben zum Stillstand kommt. Nach einer Pause wird wieder die Verbindung des oberen Cylinderendes mit dem Condensator, des unteren mit dem Kessel eröffnet und der Kolben dadurch von Neuem angehoben.

Der obere Cylinderraum kann auch in beständiger Verbindung mit dem Condensator bleiben, der untere beim Aufgange mit dem Kessel, beim Niedergange mit dem Condensator in Communication gesetzt werden. Beim Niedergange ist dann der ganze Cylinder mit Dampf von der Condensatorspannung gefüllt, und wie früher nur der Widerstand des Ueberströmens zu überwinden, allein der Hub ist nicht sicher genug begrenzt, weil nach Absperrung der Ausströmung unter dem Kolben blos der sehr dünne Condensatordampf vorhanden ist, dessen Compression der Kolbenbewegung keinen hinreichenden Widerstand entgegensetzt.

Bei Balanciermaschinen besitzen der Kolben und das Gestänge entgegengesetzte Bewegung, daher alle früher ober dem Kolben eingetretenen Vorgänge nun unter demselben stattfinden und umgekehrt.

Berechnung.

Für die Berechnung der Maschine ist es aus dem obigen Grunde gleichgültig, ob die Maschine einen Balancier besitzt oder nicht. Ferner können die Formeln zur Berechnung allgemein für Maschinen mit oder ohne Condensation und Expansion entwickelt werden, da die Condensation nur eine Herabsetzung der Spannung des abströmenden Dampfes hervorbringt, etwas Expansion aber stets eintritt, weil der Hub vorzugsweise nur durch Abnahme der Spannung des Volldruckdampfes, nach erfolgter Absperrung desselben, begrenzt wird. Als Expansionsmaschinen sind jene zu bezeichnen, bei welchen die Absperrung so früh stattfindet, dass die mittlere Spannung in einer für den praktischen Betrieb fühlbaren Art unter die Volldruckspannung sinkt.

Unter Expansionsgrad ist hier wie im Folgenden nicht der sogenannte wahre Expansionsgrad, der sich unter Berücksichtigung der schädlichen Räume ergibt, sondern der reciproke Werth des Füllungsgrades verstanden.

Formel für die Kolbenfläche. Bei Berechnung einer Pumpenanlage (S. 123) wurde der Wirkungsgrad derselben gleich 0·75 bis 0·8 gesetzt, und es kann auf diese Art die von der Kraftmaschine zu erzielende reine Leistung annähernd ermittelt werden. Da jedoch über die Nebenhindernisse der Wasserhebungs-Dampfmaschinen ohne Rotation keine hinreichenden Anhaltspunkte zu einer abgesonderten Schätzung vorliegen,

so ist es angemessen, die theoretische Leistung der Dampfmaschine pr. Hub dem Producte aus der dem reinen Widerstand entsprechenden Leistung und einem Coëfficienten gleich zu setzen, der grösser als 1 ist und sämmtlichen Nebenhindernissen Rechnung trägt.

Das Gewicht des Gestänges und der sonstigen bewegten Massen producirt beim Niedergange ebensoviel Arbeit, als von demselben beim Aufgange consumirt wird, die reine Leistung besteht daher nur in der Ueberwindung des reinen Widerstandes der Pumpen. Bezeichnet W_a diesen Widerstand für den Auf- und W_n für den Niedergang, dann s den Hub des Gestänges, so ist die reine Leistung eines Gestängauf- und Niederganges gleich

$$(W_n + W_a)\,s,$$

oder wenn man hierin die durch (41) und (42) S. 124 gegebenen Werthe W_a und W_n einsetzt, gleich

$$1000\,s\,(\Sigma A H + A_h H_h) \text{ Kil.-Meter,}$$

worin $\Sigma A H$ die Summe der Producte aus Kolbenflächen und Förderhöhen der Druckpumpen, A_h und H_h Kolbenfläche und Förderhöhe der Hubpumpe bedeuten.

Anderseits sei O die Kolbenfläche der Dampfmaschine, s_c deren Hub, p die absolute Admissionsspannung in Atmosphären, fp die ebenso ausgedrückte mittlere, d. h. diejenige Spannung, welche, während des ganzen Kolbenlaufes constant wirkend gedacht, dieselbe Leistung an den Kolben abgibt, wie die wirkliche, der Expansion wegen veränderliche Spannung. Bei Maschinen ohne Condensation beträgt die Spannung des abströmenden Dampfes 1·1 bis 1·15 Atmosphären, sie ist also um 0·1 bis 0·15 Atmosphären grösser als die atmosphärische, welche Erhöhung jedoch unter die Nebenhindernisse einbezogen werden soll, daher für solche Maschinen $fp - 1$ als die auf Bewegung des Kolbens wirkende mittlere Spannung in die Rechnung einzuführen ist. Bei Maschinen mit Condensation soll ebenso für die Spannung des abströmenden Dampfes die etwas geringere Condensatorspannung genommen werden, welche 0·15 bis 0·3 Atmosphären beträgt. Man kann daher allgemein die wirksame Spannung gleich $fp - p'$ setzen, wobei $p' = 1$ oder gleich 0·15 bis 0·3 wird, je nachdem die Maschine ohne oder mit Condensation arbeitet.

Hiermit wird die theoretische Leistung des Dampfes beim Aufgange, da der Druck einer Atmosphäre 10000 Kil. pr. Quadratmeter beträgt,

$$10000\,(fp - p')\,O s_c \text{ Kil.-Meter;}$$

für den Niedergang ist die Leistung des Dampfes Null, daher obiger Ausdruck zugleich die Leistung für einen Doppelhub bedeutet.

Bezeichnet mithin λ den Coëfficienten für die Nebenhindernisse, so hat man

$$10000\,(fp - p')\,O s_c = 1000\,\lambda s\,(\Sigma A H + A_h H_h)$$

und hieraus folgt die Kolbenfläche

$$(1) \quad \ldots\ldots \quad O = 0{\cdot}1\,\frac{s}{s_c}\,\frac{\lambda\,(\Sigma A H + A_h H_h)}{fp - p'}.$$

Hierin ist für Maschinen ohne Condensation

$$(2) \quad \ldots\ldots\ldots \quad p' = 1$$

für solche mit Condensation

$$(3) \quad \ldots\ldots\ldots \quad p' = 0{\cdot}15 \text{ bis } 0{\cdot}3$$

zu setzen; gewöhnlich nimmt man in diesem Falle

$$p' = 0{\cdot}2.$$

Coëfficient für die Nebenhindernisse. Der Coëfficient λ begreift die Widerstände der Luft-, Speise- und Kaltwasserpumpe, die gesammten sonstigen Nebenwiderstände der Maschine, der Pumpen und des Gestänges, jedoch ist durch denselben der Wasserverlust der Pumpen nicht berücksichtigt. Sei φ das Verhältniss der wirklich gelieferten zur theoretischen Wassermenge, so ist die reine Leistung der Pumpen pr. Kolbenhub

$$1000\,\varphi s\,(\Sigma A H + A_h H_h),$$

die aufgewendete Betriebskraft ist aber nach der gemachten Annahme

$$1000\,\lambda s\,(\Sigma A H + A_h H_h),$$

daher das Verhältniss beider oder der Wirkungsgrad e, im gewöhnlich gebrauchten Sinne dieses Wortes, für Maschine und Pumpen zusammen

$$e = \frac{\varphi}{\lambda},$$

daher

$$\lambda = \frac{\varphi}{e},$$

es ist mithin λ nicht gleich dem reciproken Werthe des Wirkungsgrades, sondern im Verhältniss der wirklichen zur theoretischen Wassermenge kleiner.

Was den Werth von λ betrifft, so wächst derselbe mit dem Expansionsgrade, weil wegen der grösseren Maschinendimensionen auch die Nebenhindernisse zunehmen. Bei grosser Wassermenge und geringer

Schachttiefe scheint derselbe kleiner zu sein, weil hier der Pumpendurchmesser gross, die Länge des Gestänges klein ist, die Nebenwiderstände beider abnehmen; auch muss λ um so grösser werden, je kleiner die Förderhöhe und je grösser folglich die Zahl der einzelnen Pumpen ist; da endlich das Gestänggewicht den Wasserdruck auf die Pumpenkolben um so mehr übertreffen muss, je rascher der Niedergang stattfinden soll, so muss λ auch mit der mittleren Geschwindigkeit des Gestänges wachsen.

Wegen dieser verschiedenen Einflüsse ergibt sich auch der Werth von λ aus Beobachtungen sehr verschieden. Für Maschinen mit 2- bis 5facher Expansion schwanken im Allgemeinen die beobachteten Werthe zwischen 1·3 und 1·7; bei den grösseren knüpft sich hieran häufig die Bemerkung, dass der Niedergang unter starker Drosselung des ausströmenden Dampfes stattfinde, dass mithin das Gestänge zu schwer sei und bei besserer Ausgleichung λ sich kleiner ergeben müsse. Bei genau regulirtem Gestänggewicht, wenn die Drosselung auf das Nothwendigste reducirt ist, genügt also ein Werth $\lambda = 1·3$ bis 1·5. Bei Anwendung des Bochkoltz'schen Regenerators insbesondere scheinen kleinere Werthe ausreichend.

Berücksichtigt man jedoch die beim Entwurfe solcher Maschinen zu Grunde gelegten Daten, so zeigt sich, dass hier mit grosser Sicherheit zu Werke gegangen und λ gleich 1·5 bis 1·8, dabei die Cylinderspannung gleich $^3/_4$ bis $^4/_5$ der Kesselspannung genommen wird.

Um also gewiss auszureichen, erscheint es angemessen,

$$(4) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \lambda = 1·4 \text{ bis } 1·7$$

zu setzen, jenachdem die oben genannten, den Effect vermindernden Einflüsse mehr oder weniger vorwalten, sodann aber die Kesselspannung gross zu nehmen, wie unten angegeben ist.

Noch wäre zu bemerken, dass λ jedenfalls beträchtlich grösser angenommen werden muss, als der bei Ermittlung des Gestänggewichtes angewendete Werth α, da α nur die Nebenhindernisse des Niederganges, λ aber die des ganzen Doppelhubes begreift.

Expansionscoëfficient. Der Factor f, welcher mit p multiplicirt, die mittlere wirksame Spannung ergibt, ist vom Expansionsgrade abhängig; je grösser dieser ist, desto kleiner wird die mittlere Spannung, daher f. Derselbe heisst aus diesem Grunde der Expansions-Coëfficient. Sein Werth ergibt sich, indem man die Leistung der Dampfmaschine einmal durch die mittlere, dann durch die wirkliche Dampfspannung ausdrückt und sodann beide Werthe gleich setzt.

In der ersten Art berechnet, wird diese Leistung gleich

$$10000\, O f p\, s_c.$$

Für die Expansion nimmt man gegenwärtig, auf Indicatorversuche gestützt, das einfache Mariotte'sche Gesetz als gültig an. Dass der Dampf sich nicht nach dem Poisson'schen Gesetze verhält, welches eine raschere Abnahme der Spannung und daher eine kleinere Arbeitsgrösse pr. Hub ergibt, lässt sich dadurch erklären, dass einerseits ein gewisser Antheil Wasser durch den Dampf mechanisch mitgerissen, anderseits ein Theil des letzteren beim Eintritte in den kühleren Cylinder condensirt wird. Während der Expansion sinkt die Temperatur des Dampfes unter die der Cylinderwände, daher auch unter die Temperatur des mitgerissenen und des durch Condensation entstandenen Wassers; dieses wird in Dampf umgewandelt, und die Folge davon ist eine Erhöhung der Spannung.

Nach dem Mariotte'schen Gesetze ist nun die Gesammtarbeit, welche ein Dampfvolum V von der Spannung p bei dem Expansionsgrad ε im Cylinder verrichtet, gleich

$$10000\, p\, V\, (1 + log\, nat\, \varepsilon).$$

Es ist aber

$$V = \frac{O\, s_c}{\varepsilon};$$

durch Einsetzung dieses Werthes ändert sich der obige Ausdruck in

$$10000\, O p\, s_c \frac{1 + log\, nat\, \varepsilon}{\varepsilon},$$

und setzt man diesen Werth dem aus der Spannung fp erhaltenen gleich, so wird

(5) $f = \dfrac{1 + log\, nat\, \varepsilon}{\varepsilon}.$

Cylinder- und Kesselspannung. Gewöhnlich nimmt man die absolute Cylinderspannung

(6) $p = 3^1/_2$ bis 5 Atm.

oder gleich $2^1/_2$ bis 4 Atmosphären Ueberdruck; bei Maschinen ohne Condensation soll man damit, um den Wirkungsgrad dem der Condensationsmaschinen mehr zu nähern, auf mindestens $p = 6$ Atmosphären gehen. Nur werden dadurch die Kessel kostspieliger und die Dampfverluste grösser.

Die Kesselspannung p_1 ist bei den durch (4) gegebenen Werthen von λ

$$(7) \quad \ldots\ldots\ldots \quad p_1 = \frac{4}{3}\,p \text{ bis } \frac{3}{2}\,p$$

zu setzen. Hiermit ist die Möglichkeit geboten, durch weitere Oeffnung des Admissionsventiles mit grösserer als der angenommenen Cylinderspannung zu arbeiten, falls diese beim Betriebe nicht ausreichen sollte, und ist der Vortheil erreicht, dass die wegen der periodischen Entnahme des Dampfes eintretende Veränderlichkeit der Kesselspannung vermindert wird. Die rasche Abnahme der Spannung im Kessel während der Periode der Einströmung bewirkt aber ein heftiges Aufwallen des Wassers und kann dadurch gefährlich werden.

Es sollen die Bedingungen dieser Veränderlichkeit untersucht werden. Sei R das zu Anfang des Hubes im Dampfraume vorhandene Gewicht Dampf, p_a die Kesselspannung zu Anfang und p_e zu Ende der Einströmung, t die ganze Dauer des Auf- und Niederganges sammt Pausen und t_1 die Dauer der Einströmung, S_h das pr. Hub verbrauchte Gewicht Dampf, so ist bei constanter Dampferzeugung pr. Secunde das im Kessel während der Einströmung erzeugte Dampfgewicht

$$S_h\,\frac{t_1}{t},$$

daher das zu Ende der Einströmung im Kessel vorhandene Dampfgewicht gleich

$$R - S_h + S_h\,\frac{t_1}{t},$$

mithin wird

$$\frac{R - S_h + S_h\,\frac{t_1}{t}}{R} = \frac{p_e}{p_a},$$

$$(8) \quad \ldots\ldots \quad \frac{p_e}{p_a} = 1 - \frac{S_h}{R}\left(1 - \frac{t_1}{t}\right).$$

Hieraus zeigt sich, dass $\frac{p_e}{p_a}$ klein, die Kesselspannung während der Volldruckperiode veränderlicher wird, wenn bei gegebenem Dampfverbrauch S_h die Zeit t_1 gegen t klein ist, also die Maschine mit langen Pausen arbeitet, dann wenn R, also der Dampfraum und das specifische Gewicht oder die Spannung des Kesseldampfes klein sind.

Hub, mittlere Geschwindigkeit und Hubzahl. Ueber diese Grössen wurde bei Pumpen S. 60 das Erforderliche angegeben. Die Geschwindigkeit richtet sich insbesondere nach dem für die Pumpen zulässigen Werthe.

Ist ein ungleicharmiger Balancier vorhanden, so schwankt das Ver-

hältniss seiner Armlängen, mithin der Hube s_c des Dampfcylinders und s des Gestänges zwischen 1 und 1·4; gewöhnlich ist dasselbe

$$(9) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \frac{s_c}{s} = \frac{5}{4};$$

der Hub s_c steigt dann bei ausgeführten Maschinen bis auf 4·4 Meter.

Für grössere Wasserhebungsanlagen nimmt man gewöhnlich die Geschwindigkeit beim Niedergange

$$v_n = 0·5 \text{ bis } 0·6^{m}$$

und beim Aufgange

$$v_a = 1 \text{ bis } 1·2^{m},$$

den Hub

$$s = 3 \text{ bis } 3·5^{m},$$

es wird dann die mittlere Geschwindigkeit

$$v = \frac{2\, v_a\, v_n}{v_a + v_n} = 0·67 \text{ bis } 0·8^{m}$$

und die Zahl Doppelhube pr. Minute beim Gange ohne Pausen

$$n = 6 \text{ bis } 7.$$

Verbrauch an Speisewasser. Dieser ist für den Gang ohne Pausen zu ermitteln. Seien s_1 der Kolbenlauf bis zur Absperrung, O die Kolbenfläche und σ das specifische Gewicht des Dampfes von der Admissionsspannung p Atm., so ist das pr. Hub in den Cylinder strömende Gewicht Dampf

$$(10) \quad \ldots\ldots\ldots \quad S_1 = O\, s_1\, \sigma.$$

Hierzu kommt der Verbrauch an Dampf für den schädlichen Raum und die Verluste. Der Bedarf für den schädlichen Raum reducirt sich dadurch, dass der Niedergang durch die Compression des Dampfes begrenzt, daher nur ein geringes Dampfquantum erfordert wird, um die Spannung im schädlichen Raume auf p zu erhöhen. Von sonstigen Verlusten spielt der durch Undichtheit der Kolbenliederung veranlasste jedenfalls eine gewisse Rolle; derselbe ist proportional der Umfangslänge des Kolbens, daher auch seinem Durchmesser D, ferner der Geschwindigkeit des Durchströmens, welche ihrerseits wieder in einfachem Verhältnisse mit der Quadratwurzel aus der mittleren Differenz $fp - p'$ des unter und ober dem Kolben befindlichen Dampfes wächst, endlich der Zeit des Durchströmens. Sei also t_a die Dauer des Gestängaufganges, so ist der erwähnte Verlust gleich

$$C_1\, D\, t_a \sqrt{fp - p'},$$

worin C_1 eine Zahlengrösse bedeutet. Nach Völckers' Versuchen schwankt der Werth C_1 zwischen 0·08 und 0·18. Durch diese Zahlen sind jedoch auch alle sonstigen Abgänge durch Undichtheiten, Condensation u. s. w. berücksichtigt.

Da nun solche Verluste auch beim Niedergange eintreten, so ist es angemessen, zu t_a noch ein Glied $C_2\, t_n$ hinzuzufügen, wobei C_2 wieder einen Zahlenwerth und t_n die Dauer des Niederganges bedeutet. Hiernach wird der Nebenverbrauch an Dampf

$$(11) \quad . \; . \; . \; . \quad S_2 = C_1\,(t_a + C_2\, t_n)\, D \sqrt{fp - p'},$$

und der ganze Dampfverbrauch pr. Secunde

$$(12) \quad . \quad S = \frac{S_1 + S_2}{t_a + t_n} = \frac{O\, s_1\, \sigma + C_1\,(t_a + C_2\, t_n)\, D \sqrt{fp - p'}}{t_a + t_n}.$$

Man kann nun C_1 gleich dem mittleren der oben angegebenen Werthe, daher

$$C_1 = 0{\cdot}13,$$

dann

$$C_2 = 0{\cdot}4$$

setzen; ist ferner v_a die Auf- und v_n die Niedergangsgeschwindigkeit des Gestänges, s dessen Hub, so wird

$$t_a = \frac{s}{v_a},\; t_n = \frac{s}{v_n},$$

und durch Einführung dieser Werthe in (12) ergibt sich nach entsprechender Reduction

$$(13) \quad . \; . \; S = \frac{v_a\, v_n\, O\, s_1\, \sigma + 0{\cdot}13\, s\,(0{\cdot}4\, v_a + v_n)\, D \sqrt{fp - p'}}{s\,(v_a + v_n)}.$$

Für Maschinen ohne Expansion sollte hierin s_1 kleiner als s_c eingesetzt werden, weil nach der Absperrung erst der Endlauf des Kolbens eintritt. Jedoch lässt sich über das Verhältniss von s_1 zu s_c, welches sich durch Regulirung der Steuerung beim Betriebe einstellt, keine allgemeine Angabe machen.

Verbrauch an Condensationswasser. Diesen erhält man auf folgende Art. Der in den Condensator tretende Dampf würde bei der Condensation zu Wasser von Null Graden

$$606{\cdot}5 + 0{\cdot}305\; T$$

Wärmeeinheiten pr. Kilogramm abgeben, wobei T die Temperatur des in den Condensator strömenden Dampfes bedeutet. Da bei Condensations-

maschinen ohne Expansion keine hohen Spannungen vorkommen, bei solchen mit Expansion aber der Dampfdruck während des Hubes abnimmt, so ist auch die Spannung des abströmenden Dampfes nicht gross, seine Temperatur T nicht bedeutend über 100^{0}, so dass man in runder Zahl die obige Wärmeabgabe gleich

640 Wärmeeinheiten

setzen kann. Sei t die mittlere Temperatur im Condensator, so nimmt das durch Condensation entstandene Wasser eben diese Temperatur an, daher die freiwerdende Wärme nur $640 - t$ Wärmeeinheiten pr. Kil. Dampf beträgt. Setzt man das in einer Secunde zu condensirende Dampfquantum gleich S, so gibt der Dampf pr. Secunde

$$(640 - t)\, S$$

Wärmeeinheiten ab. Diese werden darauf verwendet, die Temperatur des pr. Secunde verbrauchten Gewichtes J an Condensationswasser von einem Werthe t_1 auf t zu erhöhen, es ist daher

$$(640 - t)\, S = (t - t_1)\, J$$

und hieraus folgt die nothwendige Condensationswassermenge pr. Secunde

$$J = \frac{640 - t}{t - t_1}\, S;$$

setzt man die mittlere Temperatur im Condensator

$$t = 45^{0}$$

und die Temperatur t_1 zur Sicherheit hoch, mit Rücksicht auf den Betrieb zur Sommerszeit

$$t_1 = 20^{0},$$

so folgt rund

$$J = 24\, S \text{ Kil.}$$

Da aber unter S auch der nicht zu condensirende Dampfverlust begriffen ist, so genügt es,

(14) $J = 22\, S$ Kil.

zu setzen.

Steht ein grösseres Wasserquantum zur Verfügung, so ist es für den Effect nur vortheilhaft, auch eine grössere als die durch (14) gegebene Menge zur Condensation zu verwenden. So z. B. steigt bei den Maschinen zu Bleiberg J bis auf $40\, S$; bei der Woolf'schen Maschine auf der Ferdinandsgrube bei Kattowitz beträgt derselbe $50\, S$ u. s. w.

Da bei zunehmender Schachttiefe die durch eine Maschine von gegebener Stärke gehobene Wassermenge abnimmt, so ist klar, dass von einer gewissen Schachttiefe an das Grubenwasser für die Condensation nicht mehr ausreicht; nach Erdmann*) beträgt diese Tiefe 400 bis 500 Meter.

Dampfhemd. Der Cylinder der Expansionsmaschinen wird häufig mit einem Dampfhemde (Dampfmantel, Dampfjacke) umgeben, d. i. mit einem zweiten concentrischen Cylinder, der mit dem Kessel in constanter Verbindung steht. Der Dampf, welcher demzufolge in den Zwischenraum des Dampfhemdes und des Cylinders eintritt, führt der Wandung des letzteren Wärme zu, wirkt dadurch der während der Expansion eintretenden Condensation entgegen und begünstigt die Verdampfung des aus dem Kessel mitgerissenen Wassers. Die Spannung des expandirenden Dampfes wird daher grösser und nähert sich mehr der dem Mariotte'schen Gesetz entsprechenden oder übersteigt sogar diese. Der Heizdampf wird condensirt, das entstandene Wasser strömt in den Kessel zurück und muss von Neuem verdampft werden. Die bei der Condensation freiwerdende Wärme geht aber nicht verloren, sondern tritt, weil das entstandene Wasser bei der grösseren Spannung noch immer eine höhere Temperatur besitzt als der expandirende Dampf im Cylinder und weil das Hemd aussen mit schlechten Wärmeleitern umgeben ist, grossentheils durch die Wand des Cylinders in dessen Inneres. Theoretisch ist also diese Einrichtung vortheilhaft.

In neuerer Zeit wird nun der Nutzen des Dampfhemdes bestritten; es hat sich sogar — bei der Kley'schen Wasserhebmaschine am Altenberg bei Aachen — der Kohlenverbrauch bei unterlassener Heizung etwas kleiner herausgestellt; die bisherigen Versuche scheinen indessen nicht ausreichend, um diesen Apparat für alle Fälle als unöconomisch zu bezeichnen; es müsste sonst auffallen, dass derselbe bei den Corwaller Wasserhebmaschinen durch so lange Zeit mit Vorliebe verwendet wurde.

Allerdings sind mit der Verwendung der Dampfheizung auch praktische Nachtheile verbunden; der Dampfmantel verursacht ziemliche Kosten und erhöht die Temperatur im Maschinenraume, und diese Rücksichten mögen es rechtfertigen, dass man bei mehreren neueren Maschinen von der Anwendung desselben abgegangen ist.

Bewegung der Gestänge beim Aufgange. Diese ist eine verschiedene bei Maschinen ohne und mit Expansion. Bei ersteren ist der Dampfdruck nicht viel grösser als der anfängliche Widerstand; der letztere

*) Zeitschrift deutscher Ing. 1869, 13. Bd., S. 624.

wächst durch den mit der Geschwindigkeit zunehmenden hydraulischen Nebenwiderstand der Pumpen, so dass bald nach Anfang des Hubes der Widerstand dem Drucke gleich wird, die Geschwindigkeit ihren grössten Werth erreicht, und diesen wegen fortdauernder Gleichheit zwischen Druck und Widerstand nahe unverändert bis gegen Ende des Hubes beibehält, wo sie rasch wieder auf Null sinkt, weil nach Sperrung der Einströmung der Druck des expandirenden Dampfes auf den Kolben bald ebenso gross oder kleiner wird, als der constante Widerstand. Nach dem Gesagten differirt mithin auch die grösste Geschwindigkeit des Gestänges nicht bedeutend von der mittleren.

Bei Expansionsmaschinen dagegen übertrifft der anfängliche Druck so bedeutend den Gesammtwiderstand, dass erst in der Expansionsperiode Gleichheit zwischen Druck und Widerstand eintritt und die Maximalgeschwindigkeit erreicht wird; wegen der länger dauernden Periode der Beschleunigung wird die Maximalgeschwindigkeit, mithin auch deren Verhältniss zur mittleren Geschwindigkeit grösser als bei Maschinen ohne Expansion.

Obgleich die Maximalgeschwindigkeit, da sie nur allmälig eintritt und sich ebenso wieder reducirt, bedeutend grösser sein kann als die bei Maschinen ohne Expansion angenommene mittlere, darf sie doch eine gewisse Grenze nicht überschreiten. Man vergrössert daher die bewegten Massen durch eine Belastung, welche man derart auf das Gestänge und auf ein Gegengewicht vertheilt, dass das für den Niedergang wirksame Gestänggewicht dabei ungeändert bleibt.

Die lebendige Kraft ist gleich der Differenz zwischen producirter und consumirter Wirkung und wird durch die grössere Masse ebenfalls nicht geändert; anderseits ist sie aber dem Producte aus Masse und Quadrat der Geschwindigkeit proportional, und da die erstere vergrössert wurde, muss offenbar die letztere abnehmen.

Man kann nun das Gewicht der ganzen bewegten Massen derart bestimmen, dass die Maximalgeschwindigkeit einen gegebenen Werth nicht überschreitet, und dann controliren, ob dabei die gewünschte mittlere Geschwindigkeit wirklich erreicht wird. Es sind diese Rechnungen zwar nur annähernd, doch sicherer als bei Maschinen ohne Expansion auszuführen, weil die Veränderlichkeit des Dampfdruckes die des Gesammtwiderstandes weit überwiegt, daher der letztere als constant und seinem Mittelwerthe, d. i. dem mittleren Dampfdruck auf den Kolben gleichkommend betrachtet werden darf.

Aufgangsgeschwindigkeit bei Expansionsmaschinen. Nach dem Principe der lebendigen Kräfte ist

$$\frac{P\mathfrak{v}^2}{2g} = \mathfrak{W} - \mathfrak{w},$$

worin $\mathfrak{v}$ die Geschwindigkeit des Gestänges bei einer beliebigen Stellung des Aufganges, $\mathfrak{W}$ die bis zur Erreichung dieser Stellung vom Dampf producirte und $\mathfrak{w}$ die gleichzeitig von allen Widerständen consumirte Arbeit, P das Gewicht der sämmtlichen beim Aufgange in Bewegung befindlichen, auf die Axe des Gestänges reducirten Massen, endlich g die Acceleration der Schwere bedeuten.

Aus der obigen Gleichung folgt

$$(15) \quad \ldots\ldots \quad \mathfrak{v} = \sqrt{2g\frac{\mathfrak{W} - \mathfrak{w}}{P}}.$$

Die Arbeit aller Widerstände während des ganzen Kolbenlaufes s_c ist (vergl. S. 305) gleich der vom Dampfe producirten Arbeit

$$10000\ Ofps_c,$$

es ist mithin der mittlere Widerstand

$$\frac{10000\ Ofps_c}{s_c} = 10000\ Ofp.$$

Bezeichnet daher x den Weg des Dampfkolbens, nach welchem das Gestänge die Geschwindigkeit $\mathfrak{v}$ erreicht, so ist die Widerstandsarbeit

$$(16) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathfrak{w} = 10000\ Ofpx.$$

Zu Ende der Volldruckperiode ist $x = s_1$, wobei s_1 den Kolbenweg während der Einströmung bedeutet, daher

$$\mathfrak{w}_1 = 10000\ Ofps_1;$$

die bis zur Absperrung des Dampfes producirte Arbeit aber ist

$$\mathfrak{W}_1 = 10000\ Ops_1,$$

und setzt man diese Werthe in (15) ein, so folgt die Endgeschwindigkeit der Volldruckperiode

$$(17) \quad \ldots \quad C_1 = \sqrt{2g\frac{10000\ Ops_1(1-f)}{P}} = \mu_1 M,$$

wenn man der Kürze wegen

$$(18) \quad \ldots\ldots \quad M = \sqrt{\frac{20000\ gOps_1}{P}}$$

und

$$(19) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mu_1 = \sqrt{1-f}$$

setzt.

Während dieser Periode sind aber Druck und Widerstand constant, daher die Bewegung gleichförmig beschleunigt ist. Bezeichnet mithin T_1 die Dauer der Volldruckperiode, so hat man

$$(20) \quad \ldots\ldots\ldots \quad T_1 = \frac{2\,s_1}{C_1} = \frac{2\,s_1}{\mu_1 M}.$$

Bei Ermittlung der Dauer der Expansionsperiode stösst man auf transcendente Gleichungen, daher zur Lösung dieser Aufgabe ein Näherungsweg eingeschlagen werden soll. Die während eines Kolbenlaufes x, welcher grösser ist als s_1, producirte Gesammtarbeit ist

$$\mathfrak{W} = 10000\,O p s_1 \left(1 + log\,\frac{x}{s_1}\right),$$

und wegen (16) wird

$$\mathfrak{W} - \mathfrak{w} = 10000\,O p \left[s_1\left(1 + log\,\frac{x}{s_1}\right) - f x\right] =$$
$$= 10000\,O p s_1 \left(1 + log\,\frac{x}{s_1} - f\,\frac{x}{s_1}\right),$$

mithin ergibt sich aus (15)

$$\mathfrak{v} = \sqrt{\frac{2g}{P} \cdot 10000\,O p s_1 \left(1 + log\,\frac{x}{s_1} - f\,\frac{x}{s_1}\right)},$$

oder wegen (18)

$$(21) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathfrak{v} = \mathfrak{m} M,$$

worin

$$(22) \quad \ldots\ldots \quad \mathfrak{m} = \sqrt{1 + log\,nat\,\frac{x}{s_1} - f\,\frac{x}{s_1}}$$

ist.

Theilt man nun die Länge des Expansionsweges $s_c - s_1$ in eine beliebige Zahl n, z. B. 10 Theile, und setzt der Reihe nach

$$x = s_1 + \frac{s_c - s_1}{n},\; x = s_1 + 2\,\frac{s_c - s_1}{n}$$

u. s. w., oder, da $\frac{s_c}{s_1}$ gleich dem Expansionsgrad ε ist,

$$\frac{x}{s_1} = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{n},\; \frac{x}{s_1} = 1 + 2\,\frac{\varepsilon - 1}{n}$$

u. s. w., so ergeben sich aus (22) die Werthe $\mathfrak{m} = \mathfrak{m}_1$, $\mathfrak{m}_2$ u. s. w. und aus (21) die Endgeschwindigkeiten der einzelnen angenommenen Perioden

$$\mathfrak{v}_1 = \mathfrak{m}_1 M,\; \mathfrak{v}_2 = \mathfrak{m}_2 M$$

u. s. w. Die Anfangsgeschwindigkeit $\mathfrak{v}_o$ der ersten Periode ist gleich der Endgeschwindigkeit der Volldruckperiode, also nach (17)

$$\mathfrak{v}_o = C_1 = \mu_1 M,$$

die Endgeschwindigkeit der letzten Periode

$$\mathfrak{v}_n = 0.$$

Sieht man die Bewegung innerhalb der einzelnen Perioden als gleichförmig geändert an, so wird die Dauer einer jeden von denselben gleich dem doppelten zurückgelegten Wege

$$\frac{2(s_c - s_1)}{n} = \frac{2 s_1 (\varepsilon - 1)}{n}$$

getheilt durch die Summe aus der Anfangs- und Endgeschwindigkeit, mithin der Reihe nach gleich

$$\frac{2 s_1 (\varepsilon - 1)}{n(\mathfrak{v}_o + \mathfrak{v}_1)}, \frac{2 s_1 (\varepsilon - 1)}{n(\mathfrak{v}_1 + \mathfrak{v}_2)}, \ldots \frac{2 s_1 (\varepsilon - 1)}{n(\mathfrak{v}_{n-2} + \mathfrak{v}_{n-1})}, \frac{2 s (\varepsilon - 1)}{n(\mathfrak{v}_{n-1} + \mathfrak{v}_n)},$$

und folglich mit Rücksicht auf die obigen Werthe der Geschwindigkeiten $\mathfrak{v}_o$, $\mathfrak{v}_1$, $\mathfrak{v}_2$ u. s. w. die Dauer der Expansionsperiode

$$(23) \quad \ldots \ldots \ldots \quad T_2 = \frac{2 s_1 (\varepsilon - 1) \mu_2}{M},$$

worin

$$(24) \quad \mu_2 = \frac{1}{n} \left(\frac{1}{\mu_1 + \mathfrak{m}_1} + \frac{1}{\mathfrak{m}_1 + \mathfrak{m}_2} + \ldots + \frac{1}{\mathfrak{m}_{n-2} + \mathfrak{m}_{n-1}} + \frac{1}{\mathfrak{m}_{n-1}} \right)$$

ist. Nun ergibt sich die Gesammtdauer des Hubes aus (20) und (23)

$$T_1 + T_2 = \frac{2 s_1}{\mu_1 M} + \frac{2 s_1 (\varepsilon - 1) \mu_2}{M},$$

$$(25) \quad \ldots \quad T_1 + T_2 = \frac{2 s_1 [1 + \mu_1 \mu_2 (\varepsilon - 1)]}{\mu_1 M},$$

und die mittlere Geschwindigkeit des Hubes

$$v_a = \frac{s_c}{T_1 + T_2},$$

$$(26) \quad \ldots \ldots \quad v_a = \frac{0{\cdot}5\, \varepsilon \mu_1 M}{1 + \mu_1 \mu_2 (\varepsilon - 1)}.$$

Maximalgeschwindigkeit. Die Maximalgeschwindigkeit tritt ein, wenn der Dampfdruck gleich dem mittleren Widerstand wird, dieser ist aber gleich dem mittleren, also dem Drucke von fp Atmosphären auf den Kolben. Der Expansionsgrad ist dann gleich

$$\frac{p}{fp} = \frac{1}{f}.$$

Setzt man daher diesen Werth für $\frac{x}{s_1}$ in (22) ein, und bezeichnet den Werth, den $\mathfrak{m}$ dadurch erhält, mit μ_3, so folgt

$$(27) \quad . \quad . \quad . \quad \mu_3 = \sqrt{1 + \log nat \frac{1}{f} - 1} = \sqrt{\log nat \frac{1}{f}}$$

und sonach aus (21) die Maximalgeschwindigkeit V

$$(28) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad V = \mu_3 M.$$

Das Verhältniss der grössten zur mittleren Geschwindigkeit wird daher wegen (26) und (28)

$$(29) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \frac{V}{v_a} = \frac{2\mu_3[1 + \mu_1\mu_2(\varepsilon - 1)]}{\varepsilon\mu_1}.$$

Hat man sonach die Werthe μ_1, μ_2 und μ_3 aus (19), (24) und (27) ermittelt, so ergibt sich aus (29) das genannte Verhältniss, welches, wie man sieht, nur vom Expansionsgrad abhängig ist.

Man erhält auf diese Art

für $\varepsilon = 2$, $\frac{V}{v_a} = 1{\cdot}80$, $\frac{v_a}{V} = 0{\cdot}55$,
„ „ 4, „ 1·72, „ 0·58,
„ „ 6, „ 1·70, „ 0·59,
„ „ 8, „ 1·69, „ 0·59.

Die Maximalgeschwindigkeit übertrifft daher die mittlere um so mehr, je kleiner der Expansionsgrad ist. Wegen Veränderlichkeit des Widerstandes ist aber diese Rechnung für kleine Expansionsgrade weniger genau, und da auch bei Volldruckmaschinen $\frac{V}{v_a}$ klein wird, so muss es einen bestimmten, schwächeren Expansionsgrad geben, bei welchem dieses Verhältniss am grössten ist. Man kann annehmen, dass dasselbe bei den gewöhnlichen Expansionsgraden zwischen 1·8 und 1·7 schwanke oder dass die mittlere Geschwindigkeit 0·55 bis 0·6 der grössten betrage.

Als zulässige Maximalgeschwindigkeit sieht man $V = 1{\cdot}5$ bis 2^m an, und dabei wird $v_a = 0{\cdot}8$ bis $1{\cdot}2^m$; in der That ist 1·2 bis $1{\cdot}3^m$ das Maximum der bei grossem Hub anwendbaren mittleren Aufgangsgeschwindigkeit.

Schwungmassen zur Regulirung der Geschwindigkeit, Expansionsgrad. Aus (28) folgt, indem man darin die Werthe von μ_3 und M aus (27) und (18) einführt,

$$V = \sqrt{\frac{20000\, g\, O\, p\, s_1}{P} \log nat \frac{1}{f}}.$$

Hieraus ergibt sich, wenn man noch

$$s_1 = \frac{s_c}{\varepsilon}$$

einsetzt, das Gewicht P, welches die gesammten, auf die Axe des Gestänges reducirten, bewegten Massen erhalten müssen, wenn die Maximalgeschwindigkeit den angenommenen Werth V nicht überschreiten soll,

$$(30) \quad \ldots\ldots \quad P = \frac{20000\, g\, O\, s_c}{V^2} \frac{p}{\varepsilon} \log nat \frac{1}{f}.$$

Substituirt man in (30) den Werth (1) von O, in welchem unter der Voraussetzung, dass die Maschine mit Condensation arbeite, p' vernachlässigt werden kann, so folgt

$$P = \frac{2000\, g\, s\, \lambda (\Sigma A H + A_h H_h)}{V^2 \varepsilon f} \log nat \frac{1}{f}$$

oder

$$P = \frac{C}{\varepsilon f} \log nat \frac{1}{f}.$$

Hierin ist unter sonst gleichen Umständen, von der Veränderlichkeit von λ abgesehen, C eine Constante, und mithin P dem nur vom Expansionsgrad ε abhängigen Werthe

$$\beta = \frac{1}{\varepsilon f} \log nat \frac{1}{f}$$

proportional. Es wird nun

für $\varepsilon =$	2	3	4	5	6	7	8
$\beta =$	0·10	0·17	0·22	0·25	0·27	0·29	0·31.

Der Werth β und mithin die erforderliche Schwungmasse wächst daher anfangs rasch, später langsam mit dem Expansionsgrade. Es erscheint mithin gerathen, entweder nur 2fache Expansion zu nehmen und dabei mit geringen Massen auszukommen, oder, wenn besonders der Vortheil der Expansion ausgenützt werden soll, einen hohen Expansionsgrad, 5 bis 8 zu nehmen, da die zwischenliegenden Grade 3 bis 5 schon grosse Massen erfordern, ohne die Expansion gehörig zu verwerthen, mithin in beiden Richtungen weniger entsprechen.

In neuerer Zeit gibt man der ersteren Einrichtung mit nicht mehr als 2- bis 2½facher Expansion den Vorzug, um die allzu gewaltigen Gestänglasten zu vermeiden.

Noch ist zu bemerken, dass bei einer Maschine ohne Condensation die Expansion nicht bis auf die atmosphärische Spannung getrieben werden kann. Denn das Gestänge muss so schwer sein, dass dasselbe bei annähernd gleichem Druck ober und unter dem Kolben niedergeht; expandirt nun der Dampf beim Aufgange bis über die genannte Grenze, so würde, da ober dem Kolben die atmosphärische, unten eine kleinere Spannung vorhanden ist, dem Aufgange sofort eine Rückbewegung folgen

und während der Pause so lange andauern, bis der untere Dampf wieder auf mehr als 1 Atmosphäre Spannung verdichtet ist.

Um P nach (30) zu ermitteln, muss V gewählt werden. Der anzunehmende Werth muss mindestens so gross sein, dass nach den S. 315 angegebenen Verhältnisszahlen die mittlere Geschwindigkeit v_a wirklich erreicht wird. Man ist jedoch bei Berechnung von P nicht an den Werth von V gebunden, der dem gegebenen v_a entspricht, sondern wird für V stets den grössten, ohne Gefährdung des Betriebes zulässigen Werth von 1·5 bis etwa 2·2 m einsetzen, weil es sich eben nur um Sicherstellung handelt, dass dieser Werth beim wirklichen Gange nie überschritten werde, und weil P sich um so kleiner ergibt, je grösser V genommen wird.

Gestängeüberwucht und Gegengewicht. Ist P nach (30) berechnet, so lässt sich der Zuschlag, welchen das wirksame Gestänggewicht erhalten muss (die Ueberwucht) und das Gegengewicht für denselben ermitteln. Die Grösse P ist die Summe aus dem wirksamen Gewicht G des Hauptgestänges, dem Zuschlag G_1, dem Gewicht der auf die Gestängaxe reducirten Masse des Gegengewichtes, welches, wenn G_2 die Grösse des Gegengewichtes, s_g den Hub desselben und s den des Gestänges bedeutet, gleich

$$G_2\left(\frac{s_g}{s}\right)^2$$

ist, wobei $\frac{s_g}{s}$ zugleich das Verhältniss der Längen der Contrabalancierarme ausdrückt, endlich aus dem Gewichte G_n der sonstigen auf die Gestängaxe reducirten Massen. Man hat daher

$$(31) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad P = G + G_1 + G_2\left(\frac{s_g}{s}\right)^2 + G_n;$$

G_2 und G_1 stehen aber im Gleichgewichte, daher ist

$$(32) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad G_2 = G_1\frac{s}{s_g},$$

und führt man diesen Werth oben ein, so folgt

$$P = G + G_1 + G_1\frac{s_g}{s} + G_n,$$

$$(33) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad G_1 = \frac{s}{s + s_g}(P - G - G_n).$$

Aus (33) ergibt sich die Gestängüberwucht G_1, aus (32) das Gegengewicht G_2, und das totale Gewicht, welches das Hauptgestänge erhalten muss, ist nun

$$G + G_1.$$

Zur Berechnung von G_1 nach (33) muss jedoch G_n und G ermittelt werden.

Berechnung von G_n. Der Werth von G_n setzt sich, wenn man der Allgemeinheit wegen eine Maschine mit ungleicharmigem Balancier und Contrabalancier voraussetzt, aus folgenden Theilen zusammen:

1) Aus dem Gewicht der auf die Gestängaxe reducirten Masse des Hauptbalancier. Ist das Gewicht des letzteren gleich B, s der Gestänge- und s_c der Dampfkolbenhub, so kann man das reducirte Gewicht gleich

$$\frac{B}{4}\left(\frac{s+s_c}{2s}\right)^2 = \frac{B}{16}\left(\frac{s+s_c}{s}\right)^2$$

setzen.*)

2) Aus dem Gewicht der reducirten Masse des Contrabalancier. Ist B_1 das Gewicht des letzteren und s_g der Hub des Gegengewichtes, so wird der entsprechende Betrag gleich

$$\frac{B_1}{16}\left(\frac{s+s_g}{s}\right)^2.$$

3) Aus dem Gewicht des bewegten Wassers in der Hubpumpe und in den Saugröhren der Druckpumpen. Eine Reduction ist hier nicht erforderlich, da die Hauptrolle unter den Wassermengen die der Hubpumpe spielt, welche sich mit gleicher Geschwindigkeit wie das Gestänge bewegt; überdies erhalten auch die Saugröhren der Druckpumpen fast stets denselben Querschnitt, das Wasser darin die gleiche Geschwindigkeit wie die Mönchkolben.

4) Aus dem Gewicht der auf die Gestängaxe zu reducirenden sonstigen grösseren Massen, wie des Kolbens und der Kolbenstange der Dampfmaschine, der Schubstange, des Gleitstückes oder Verbindungsstückes mit dem Gestänge, des Luftpumpenkolbens, des Hubpumpengestänges u. s. w. Ist q das Gewicht irgend eines solchen Theiles, s_q der während eines Gestänghubes von demselben beschriebene Weg, so ist das Gewicht der reducirten Masse dieses Theiles gleich

$$q\left(\frac{s_q}{s}\right)^2.$$

Ermittlung von G. Der Werth von G ergibt sich nach Formel (3) auf S. 140, worin unter $\mathfrak{M}$ der vom Gewicht der Dampfmaschinentheile rührende, abwärts gerichtete Druck auf das Gestänge zu verstehen ist. Der Zuschlag G_1 und das Gegengewicht G_2 gleichen sich aus, kommen daher bei Berechnung von $\mathfrak{M}$ ausser Betracht; dagegen gehören

*) Nach Prof. Schmidt's Dampfmaschinentheorie, S. 222.

zu $\mathfrak{M}$: das auf die Gestängaxe reducirte Gewicht von Kolben und Kolbenstange, Gleit- oder Anschlussstück des Gestänges, Schubstange, Luftpumpenkolben, endlich von Balancier und Contrabalancier. Der Balancier ergibt *) zum Werthe von $\mathfrak{M}$ einen Betrag

$$-\frac{3}{7} B \left(\frac{s_c}{s} - 1\right),$$

der Contrabalancier den Betrag

$$-\frac{3}{7} B_1 \left(\frac{s_g}{s} - 1\right);$$

für jeden anderen Theil ist wieder, wenn q dessen Gewicht und s_q dessen Hub bedeutet, das reducirte Gewicht gleich

$$q \frac{s_q}{s},$$

welcher Werth negativ einzuführen ist, wenn der betreffende Theil aufwärts statt abwärts auf das Gestänge drückt oder sich entgegengesetzt zu demselben bewegt.

Für Balanciermaschinen wird sich $\mathfrak{M}$ in der Regel negativ ergeben.

Da bei Bestimmung der Werthe von G_n und G das Gewicht des Contrabalancier und einiger anderer Maschinentheile noch nicht bekannt ist, kann man zuerst unter Vernachlässigung derselben G_n, G_1 und G annähernd berechnen, sonach die beiläufigen Dimensionen und Gewichte der genannten Theile ermitteln und hierauf die Rechnung unter Berücksichtigung derselben wiederholen.

Das Gewicht von Kolben und Kolbenstange findet man im Durchschnitt gleich 1500 D^2 Kil., wobei D den Durchmesser des Dampfkolbens in Metern bedeutet.

Gestängedimensionen. Diese sind so zu bestimmen, dass das Gestänge das Gewicht $G + G_1$ erhält.

Bei der Berechnung der Querschnitte auf Zugfestigkeit ist der Umstand von Einfluss, dass der anfängliche Dampfdruck bei Expansionsmaschinen den mittleren oder den Widerstand bedeutend übersteigt. Bei der später folgenden Berechnung der Kolbenstange ist die genügende Sicherheit dadurch erreicht, dass der grösste Zug in der Stange gleich dem Admissionsdruck weniger dem Gegendruck auf den Kolben angenommen wird. Auf diesen Zug sind die Theile, welche denselben nahe ungeändert übertragen, bis zum Verbindungspunkte des Contrabalanciers mit dem Gestänge zu berechnen, namentlich bei Balancier-

*) Nach obiger Quelle.

maschinen der Balancier und die Lenkstange, letztere selbstverständlich mit Rücksicht auf die Aenderung des Zuges durch die ungleiche Länge der Balancierarme.

In den weiter folgenden Theilen, d. h. im Gestänge, überschreitet der anfängliche Zug den mittleren weniger, weil ein Theil desselben auf Beschleunigung des Gegengewichtes entfällt. Sei z der grösste Zug in einem Gestängquerschnitt, w der Widerstand gegen den Aufgang der unter diesem Querschnitt befindlichen Theile, m die Masse der letzteren, g_o die anfängliche Beschleunigung des Gestänges, so ist

$$z - w = m g_o.$$

Der Widerstand w besteht der Hauptsache nach aus dem Gewichte der bewegten Theile, daher man dieses Gewicht gleich w und

$$m = \frac{w}{g}$$

setzen kann, worin g die Acceleration der Schwere bedeutet; es ist somit

$$z - w = \frac{w}{g} g_o.$$

Es seien nun Q der anfängliche auf Bewegung des Kolbens wirkende Dampfdruck, Q_m der mittlere Druck, zugleich Widerstand, R das Gewicht der auf die Gestängaxe reducirten Masse aller bewegten Theile, so ist

$$(Q - Q_m) \frac{s_c}{s} = \frac{R}{g} g_o.$$

Die obige Gleichung, durch diese dividirt, gibt

$$\frac{z - w}{(Q - Q_m)} \frac{s}{s_c} = \frac{w}{R}$$

$$z - w = w \frac{Q - Q_m}{R} \frac{s_c}{s}$$

$$\frac{z}{w} = 1 + \frac{(Q - Q_m)\, s_c}{R\, s}.$$

Die Grösse R ist annähernd gleich dem Widerstand beim Gestängaufgange oder dem mittleren auf das Gestänge reducirten Dampfdruck

$$Q_m \frac{s_c}{s}$$

mehr der Ueberwucht G_1 und dem Gewicht der auf die Gestängaxe reducirten Masse des Gegengewichtes

$$G_2 \left(\frac{s_g}{s}\right)^2 = G_1 \frac{s_g}{s},$$

es ist also

$$R s = Q_m s_c + G_1 s + G_1 s_g$$

und wird folglich

$$\frac{z}{w} = 1 + \frac{(Q - Q_m) s_c}{Q_m s_c + G_1 (s + s_g)} = \frac{Q s_c + G_1 (s + s_g)}{Q_m s_c + G_1 (s + s_g)}.$$

Hierin hat man

$$Q = 10000 \, O \, (p - p')$$
$$Q_m = 10000 \, O \, (fp - p').$$

Da Expansionsmaschinen in der Regel mit Condensation gebaut werden, ist p' klein und kann vernachlässigt werden, daher

$$\frac{Q}{Q_m} = \frac{1}{f}, \; Q_m = f Q$$

wird; auch begeht man keinen grossen Fehler, wenn man $s_c = s = s_g$ setzt, unter welchen Annahmen

$$\frac{z}{w} = \frac{Q + 2 G_1}{f Q + 2 G_1} \text{ wird.}$$

Die Berechnung der Gestänge wurde stets auf den mittleren Widerstand w ausgeführt, welchem die S. 142 angegebenen Werthe des Festigkeitscoëfficienten $\mathfrak{A}$ entsprechen. Will man diese Berechnung beibehalten, so muss man, um genügende Sicherheit zu erreichen, die Festigkeitscoëfficienten im Verhältniss von w zu z verkleinern, man hat also die S. 142 angegebenen Werthe von $\mathfrak{A}$ mit

$$\frac{w}{z} = \frac{f Q + 2 G_1}{Q + 2 G_1}$$

multiplicirt in Anwendung zu bringen.

Ist keine Ueberwucht G_1 und kein Gegengewicht vorhanden, so reducirt sich der obige Werth auf f, und ist daher der Festigkeitscoëfficient gleich $f\mathfrak{A}$ statt $\mathfrak{A}$ zu setzen.

Wegen Beschleunigung des Gegengewichtes wird zu Anfang des Hubes an die Lenkstange des Contrabalancier der Druck

$$\frac{G_1}{g} g_o$$

übertragen, daher der in der Lenkstange vorhandene Zug um diesen Betrag kleiner; dessen ungeachtet ist die Lenkstange und der dem Gestänge zugewendete Arm des Contrabalancier mindestens auf den Zug

G_1, oder der zweite Arm auf G_2 zu berechnen, weil dieser Zug bei Eintritt des mittleren Dampfdruckes D_m wirklich vorhanden ist, und in der Periode der Verzögerung des Hubes noch überschritten wird, indem die lebendige Kraft des Gegengewichtes an das Gestänge übergeht. Auch dieser Umstand lässt sich durch entsprechende Wahl der Festigkeitscoëfficienten berücksichtigen.

Gang der Berechnung der einfachwirkenden Maschinen. Bei dieser Berechnung kommen folgende in Metern und Kilogrammen als Einheiten auszudrückende Grössen vor:

$\Sigma A H$ Summe der Producte aus Kolbenflächen A und Förderhöhen H der Druckpumpen;

$\Sigma A (H - h)$ Summe der Producte aus Kolbenflächen und Druckhöhen der Druckpumpen (h sind die Saughöhen);

$A_h H_h$ das Product aus Kolbenfläche A_h und Förderhöhe H_h der Hubpumpe;

B Gewicht des Balancier;

B_1 Gewicht des Contrabalancier;

D Durchmesser des Dampfcylinders;

G_0 das um den Auftrieb verminderte Gewicht des Hubpumpengestänges;

G das wirksame Gewicht des Hauptgestänges;

G_1 die Ueberwucht;

G_2 das Gegengewicht;

G_n das Gewicht der auf die Gestängaxe reducirten bewegten Massen mit Ausnahme des Hauptgestänges und des Gegengewichtes;

J Kil. der Bedarf an Condensationswasser pr. Secunde;

O die Dampfkolbenfläche;

P das Gewicht der gesammten beim Aufgange bewegten auf die Gestängaxe reducirten Massen;

Q der anfängliche, auf Bewegung wirkende Dampfdruck auf den Kolben;

S Kil. der Speisewasserverbrauch pr. Secunde;

V die Maximalgeschwindigkeit des Gestänges;

$\mathfrak{M}$ der vom Gewicht der Theile der Dampfmaschine rührende, abwärts auf das Gestänge wirkende und auf dessen Axe reducirte Druck;

f der Expansionscoëfficient;

$g = 9 \cdot 8088$ Meter;

n die Zahl Doppelhube pr. Minute;

p Atm. die absolute Admissionsspannung;

p' Atm. die absolute Spannung des abströmenden Dampfes;

p_1 Atm. die absolute Kesselspannung;
s der Hub des Gestänges;
s_c der Hub des Dampfkolbens;
s_g der Hub des Gegengewichtes;
s_1 der Kolbenlauf bis zur Absperrung;
v_a die mittlere Aufgangsgeschwindigkeit des Gestänges;
v_n dessen Niedergangsgeschwindigkeit;
α der Coëfficient für die Nebenwiderstände beim Niedergange;
ε der Expansionsgrad;
λ der Coëfficient für die Nebenwiderstände beim Auf- und Niedergange;
σ das specifische Gewicht des Dampfes von der Spannung p.

Man berechnet zuerst die Pumpen nach den dafür gegebenen Regeln, wobei auch s, v_a und v_n, daher die mittlere Geschwindigkeit

$$v = \frac{2\, v_a\, v_n}{v_a + v_n}$$

angenommen werden. Hierauf kann man sogleich das Hubpumpengestänge nach S. 133 berechnen, wobei für Expansionsmaschinen mit Condensation die S. 134 angegebenen Werthe von $\mathfrak{A}$ mit f zu multipliciren sind, und den Werth G_o ermitteln.

Sodann bestimmt man die Dampfkolbenfläche

$$O = 0{\cdot}1\, \frac{s}{s_c}\, \frac{\lambda\,(\Sigma\, A\, H + A_h\, H_h)}{f\,p - p'}.$$

Hierin wird $\frac{s}{s_c}$ gewöhnlich gleich $\frac{4}{5}$ angenommen; bei Maschinen mit gleicharmigem oder ohne Balancier wird $s_c = s$. Ferner ist f aus untenstehender Tabelle zu entnehmen, $\lambda = 1{\cdot}4$ bis $1{\cdot}7$, um so höher zu setzen, je grösser der Expansionsgrad, die Geschwindigkeit und voraussichtlich die Nebenhindernisse sind; p' wird für Maschinen mit Condensation gleich 0·15 bis 0·3, für solche ohne Condensation gleich 1.

Bei Berechnung des Durchmessers kann man den erhaltenen Werth von O wegen der Kolbenstange um 2 Proc. vergrössern.

Der Dampfverbrauch pr. Secunde ist

$$S = \frac{v_a\, v_n\, O\, \sigma\, s_1 + 0{\cdot}13\, s\, (0{\cdot}4\, v_a + v_n)\, D\, \sqrt{f\,p - p'}}{s\,(v_a + v_n)},$$

worin für Maschinen ohne Expansion s_1 nahe gleich s wird und σ in der folgenden Tabelle gegeben ist. Der Verbrauch an Condensationswasser wird mindestens

$$J = 22\, S.$$

Die absolute Kesselspannung ist gleich $\frac{4}{3}\,p$ bis $\frac{3}{2}\,p$ zu nehmen.

Will man die reine Leistung N der ganzen Anlage in Pferdekräften ausdrücken, so hat man zu diesem Zwecke

$$N = \frac{1000\,\Sigma\,m\,H}{75} = \frac{40\,\Sigma\,m\,H}{3},$$

worin $\Sigma\,m\,H$ die Summe der Producte aus den von den einzelnen Pumpen, die Hubpumpe mit einbegriffen, pr. Secunde gehobenen Wassermengen m in die zugehörigen Förderhöhen H bedeutet.

Das Weitere ist verschieden für Maschinen ohne und mit Expansion.

1) Bei Maschinen ohne Expansion bestimmt man die Hauptdimensionen von Kolben, Kolbenstange, Verbindungsstück mit dem Gestänge, Luftpumpenkolben, Balancier und Schubstange u. s. w., sodann die Gewichte dieser Theile, wodurch sich der Werth $\mathfrak{M}$ (vergl. S 319) ergibt. Dabei bleibt der etwa anzuwendende Contrabalancier vorläufig unberücksichtigt.

Sonach kann man nach S. 140, Formel (3) das Gewicht und hierauf nach S. 141 u. f. die Dimenensionen des Hauptgestänges berechnen; ist eine theilweise Ausgleichung für dasselbe nothwendig, so bestimmt man Dimensionen und Gewicht des Contrabalancier. Ist dieser ungleicharmig, so übt er an der Seite des Gegengewichtes einen Druck

$$\frac{3}{7}\,B_1\left(\frac{s_g}{s} - 1\right)$$

aus, welcher daher von dem berechneten Gegengewicht abzuschlagen kommt.

2) Bei Maschinen mit Expansion berechnet man zuerst den Werth

$$P = 20000\,g\,\frac{O\,p\,s_1}{V^2}\,log\;nat\,\frac{1}{f},$$

wobei $log\,\frac{1}{f}$ aus der am Schlusse folgenden Tabelle zu entnehmen und $V = 1{\cdot}8$ bis 2^{m}, nicht grösser als $2{\cdot}2^{\text{m}}$ und (für 2- bis 8fache Expansion) nicht kleiner als $1{\cdot}8\,v_a$ bis $1{\cdot}7\,v_a$ zu wählen ist.

Hierauf ermittelt man den aus (3), S. 140, folgenden Näherungswerth

$$G = 1000\,\alpha\,\Sigma\,A\,H,$$

ferner

$$G_1 = \frac{s}{s + s_g}\,(P - G - G_n),$$

worin bei Vorhandensein einer Hubpumpe mit grossen Dimensionen für G_n das Gewicht des von derselben bewegten Wassers, sonst aber $G_n = 0$ zu setzen ist, und

$$G_2 = G_1 \frac{s}{s_g}.$$

Nach der auf diese Art annähernd berechneten Grösse des Gegengewichtes G_2 bestimmt man die beiläufigen Dimensionen und das Gewicht B_1 des Contrabalancier, und weiters die Hauptdimensionen und Gewichte der grösseren bewegten Maschinentheile, und erhält dann $\mathfrak{M}$ nach S. 319 und G_n nach S. 318.

Behufs genauerer Berechnung folgt nun

$$G = 1000\, \alpha\, \Sigma\, A\, (H - h) - (G_o + \mathfrak{M}),$$

$$G_1 = \frac{s}{s + s_g} (P - G - G_n), \quad G_2 = G_1 \frac{s}{s_g}.$$

Sonach können die Dimensionen des Gestänges nach S. 141 ermittelt werden, wobei statt G die Summe der oben erhaltenen Werthe G und G_1 zu setzen und der sonst zulässige Werth von $\mathfrak{A}$ mit

$$\frac{f\, Q + 2\, G_1}{Q + 2\, G_1}$$

multiplicirt in Anwendung zu bringen ist; in diesem Factor ist

$$Q = 10000\, O\, (p - p').$$

Ergibt sich G_1 gleich Null oder negativ, so entfallen Ueberwucht, Gegengewicht und Contrabalancier, das Gestänggewicht G reicht aus, um eine zu grosse Geschwindigkeit zu verhüten und bei Berechnung des Gestänges ist G allein als dessen Gewicht einzuführen.

Vortheilhaft ist es, wenigstens einen Theil des Gestänggewichtes durch Belastungen einzubringen, um durch Abänderung derselben, sowie des Gegengewichtes G_2, den Betrieb reguliren zu können.

Lässt sich auch durch ein Gestänge mit abnehmendem Querschnitt beim Gewichte $G + G_1$ die genügende Zugfestigkeit nicht herstellen, so muss man aus diesem Grunde das Gestänggewicht über $G + G_1$ und dem entsprechend auch das Gegengewicht vergrössern. Da diese Vergrösserung der Massen doch verhältnissmässig gering ist, hat man nicht zu besorgen, dass die mittlere Geschwindigkeit v_a nicht erreicht werde; übrigens wird dieser Fall nur bei grosser Schachttiefe und schwacher Expansion eintreten. Es wäre dann eben auch eine Verstärkung der Expansion zulässig.

Werthe von f und *log. nat.* $\frac{1}{f}$.

ε	f.	$l.n.\frac{1}{f}$	ε	f	$l.n.\frac{1}{f}$
1·5	0·937	0·065	5·5	0·491	0·710
2	0·846	0·167	6	0·465	0·766
2·5	0·766	0·266	7	0·421	0·866
3	0·699	0·358	8	0·385	0·955
3·5	0·644	0·440	9	0·355	1·035
4	0·596	0·517	10	0·330	1·108
4·5	0·556	0·588	11	0·309	1·175
5	0·522	0·650	12	0·290	1·236

Werthe von σ.

p	σ	p	σ	p	σ
1	0·57	4	2·10	7	3·55
1·5	0·84	4·5	2·35	7·5	3·79
2	1·10	5	2·59	8	4·03
2·5	1·35	5·5	2·83	8·5	4·26
3	1·60	6	3·07	9	4·50
3·5	1·85	6·5	3·31	9·5	4·73

Beispiele: 1) Es seien vom Sumpfe durch eine Hubpumpe 0·108 Cubikmeter Wasser pr. Secunde auf 20^m Höhe, dann dieselbe Quantität durch eine Druckpumpe auf 60^m, und sodann 0·19 Cubikmeter durch eine zweite Druckpumpe 70^m hoch zu heben. Als Geschwindigkeiten seien angenommen

$$v_a = 1{\cdot}1^m,\ v_n = 0{\cdot}63^m,\ v = 0{\cdot}8^m,$$

so ergibt sich für die Pumpen

$$A_h = 0{\cdot}3,\ A_1 = 0{\cdot}285,\ A_2 = 0{\cdot}5,$$
$$H_h = 20,\ H_1 = 60,\ H_2 = 70.$$

Die Saughöhen seien Null, der Hub

$$s = 3^m,$$

somit die grösste Hubzahl pr. Minute

$$n = \frac{60\,.\,0{\cdot}8}{6} = 8.$$

Der Betrieb soll durch eine directwirkende Maschine ohne Expansion und mit Condensation erfolgen. Dabei wird

$$s = s_c,\ f = 1,$$

und nimmt man die absolute Admissionsspannung

$$p = 3{\cdot}5, \text{ dann } \lambda = 1{\cdot}5,$$

sei ferner die Condensatorspannung

$$p' = 0{\cdot}2,$$

so erhält man wegen

$$\Sigma \acute{A} H = 52{\cdot}1 \text{ und } A_h H_h = 6$$

$$O = 0{\cdot}1 \frac{1{\cdot}5 \,.\, 58{\cdot}1}{3{\cdot}5 - 0{\cdot}2} = 2{\cdot}641;$$

nimmt man

$$D = 1{\cdot}9^{\text{m}},$$

so ergibt sich der genaue Werth der Kolbenfläche nach Abschlag von 2 Proc. für die Kolbenstange

$$O = 0{\cdot}98 \,.\, \overline{1{\cdot}9}^2 \frac{\pi}{4} = 2{\cdot}778 \square^{\text{m}}.$$

Ferner wird der Speisewasserverbrauch wegen

$$\sigma = 1{\cdot}85 \text{ und } s_1 = s = 3^{\text{m}}$$

$$S = 2{\cdot}34 \text{ Kil.},$$

der Verbrauch an Condensationswasser mindestens

$$J = 52 \text{ Kil.}$$

Die absolute Kesselspannung ist gleich

$$1{\cdot}5 \,.\, 3{\cdot}5 = \text{rund } 5 \text{ Atmosphären}$$

anzunehmen.

Sei nun das Gewicht von Kolben, Kolbenstange und Verbindungsstück zum Gestänge gleich 5000 Kil., so ist, wenn man das Gewicht des Luftpumpenkolbens vernachlässigt, der für die Gestängeberechnung erforderliche Werth

$$\mathfrak{M} = 5000 \text{ Kil.}$$

Wäre die Maschine mit Balancier auszuführen, und soll dabei der Hub des Dampfkolbens

$$s_c = \frac{5}{4} s = 3{\cdot}75^{\text{m}}$$

betragen, so ändert sich dadurch nur die Kolbenfläche, welche nun in

$$\frac{4}{5} \,.\, 2{\cdot}641 = 2{\cdot}113$$

übergeht, woraus sich der Kolbendurchmesser gleich $1{\cdot}64^{\text{m}}$ ergibt; nimmt man dafür rund

$$D = 1{\cdot}7^{\text{m}},$$

so wird die wirksame Kolbenfläche

$$O = 2{\cdot}223 \square^{\text{m}}.$$

Ist in diesem Falle das Gewicht von Kolben und Kolbenstange 3000 Kil., das Gewicht der Schubstange und des Gleitstückes, welche den Balancier mit dem Gestänge verbinden, gleich 1600 Kil., das Gewicht des Balancier gleich 32000 Kil., so ergibt dieser den Antheil von $\mathfrak{M}$

$$- \frac{3}{7} \,.\, 32000 \left(\frac{5}{4} - 1\right) = - 3430 \text{ Kil.},$$

Kolben und Kolbenstange den Antheil

$$-\frac{5}{4} . 3000 = -3750 \text{ Kil.},$$

daher wird

$$\mathfrak{M} = 1600 - 3430 - 3750 = -5580 \text{ Kil.}$$

2) Es sei für denselben Fall eine directwirkende Maschine mit 5facher Expansion und Condensation zu berechnen. Nimmt man dabei wieder $p' = 0{\cdot}2$, dann $\lambda = 1{\cdot}6$ an, so ergibt sich wegen $f = 0{\cdot}522$

$$O = 0{\cdot}1 \frac{1{\cdot}6 . 58{\cdot}1}{0{\cdot}522 . 3{\cdot}5 - 0{\cdot}2} = 5{\cdot}714 \square^{\text{m}}.$$

Setzt man den Durchmesser

$$D = 2{\cdot}7^{\text{m}},$$

so wird die wirksame Kolbenfläche

$$O = 0{\cdot}98 . \overline{2{\cdot}7}^2 . 0{\cdot}7854 = 5{\cdot}611 \square^{\text{m}}.$$

Wegen $v_a = 1{\cdot}1$, $v_n = 0{\cdot}63^{\text{m}}$, $p = 3{\cdot}5$, $\sigma = 1{\cdot}85$, $s = 3$ und $s_1 = 0{\cdot}2 . 3 = 0{\cdot}6$ wird

$$S = 1{\cdot}11, \; J = 25 \text{ Kil.},$$

daher der Dampfverbrauch weniger als halb so gross als bei der Volldruckmaschine. Die absolute Kesselspannung ist wieder gleich 5 Atmosphären zu setzen.

Behufs Ermittlung von P hat man nach der Tabelle

$$log\,nat \frac{1}{f} = 0{\cdot}650,$$

ferner ist nach S. 315 die der Geschwindigkeit $v_a = 1{\cdot}1^{\text{m}}$ bei 5facher Expansion entsprechende Maximalgeschwindigkeit

$$v = 1{\cdot}71 . 1{\cdot}1 = 1{\cdot}88^{\text{m}};$$

um jedoch P kleiner zu erhalten, darf man als grössten Werth

$$v = 2^{\text{m}}$$

einsetzen und erhält somit

$$P = 20000 . 9{\cdot}81 \frac{5{\cdot}611 . 3{\cdot}5 . 0{\cdot}6}{4} 0{\cdot}650 = 375600 \text{ Kil.}$$

Wird $\alpha = 1{\cdot}15$ angenommen, so ergibt sich, da $\Sigma A H = 52{\cdot}1$ ist, der Näherungswerth

$$G = 1000 . 1{\cdot}15 . 52{\cdot}1 = \text{rund } 60000 \text{ Kil.}$$

Das Gewicht G_n ist vorläufig nur gleich dem Gewichte des Wassers in der Hubpumpe

$$0{\cdot}3 . 20 . 1000 = 6000 \text{ Kil.}$$

zu setzen, somit wird annähernd, wenn man den Hub des Gegengewichtes $s_g = 3{\cdot}75^{\text{m}}$ setzt,

$$G_1 = \frac{3}{3 + 3{\cdot}75} (375600 - 60000 - 6000) = 137600,$$

$$G_2 = \frac{3}{3{\cdot}75} 137600 = 110100 \text{ Kil.}$$

Man ermittelt nur für den Contrabalancier, dessen Arm an der Gestängseite die Länge von $4{\cdot}52$ und an der anderen von $4{\cdot}52 . \frac{3{\cdot}75}{3} = 5{\cdot}65^{\text{m}}$ erhalten kann,

und an letzterer Seite die Last von 110000 Kil. zu tragen vermag, ferner für die sonstigen grossen Maschinentheile die Hauptdimensionen und das Gewicht.

Es ergebe sich für den Contrabalancier das Gewicht

$$B_1 = 40000 \text{ Kil.},$$

so ist der Druck, den derselbe auf das Gestänge abwärts ausübt, gleich

$$-\frac{3}{7} \,.\, 40000 \left(\frac{3{\cdot}75}{3} - 1\right) = -4500 \text{ Kil.};$$

sei ferner das Gewicht von Kolben, Kolbenstange, Verbindungsstück mit dem Gestänge und Schubstange des Contrabalancier gleich 15000 Kil., das Gewicht des Luftpumpenkolbens gleich 2000 Kil., und mit Rücksicht darauf, dass dessen Hub gewöhnlich gleich dem halben Dampfkolbenhub ist, sein reducirtes Gewicht gleich 1000 Kil., so wird

$$\mathfrak{M} = -4500 + 15000 + 1000 = 11500 \text{ Kil.};$$

endlich sei

$$G_0 = 900 \text{ Kil.},$$

so ergibt sich nun der richtige Werth von G

$$G = 1000 \,.\, 1{\cdot}15 \,.\, 52{\cdot}1 - (900 + 11500) = 47500 \text{ Kil.}$$

Zu der Grösse G_n liefert der Contrabalancier den Betrag

$$\frac{40000}{16}\left(\frac{3 + 3{\cdot}75}{3}\right)^2 = 12600 \text{ Kil.},$$

der Luftpumpenkolben

$$2000 \left(\frac{1}{2}\right)^2 = 500 \text{ Kil.},$$

die oben angegebenen Gewichte 15000 Kil., das Wasser in der Hubpumpe 6000 Kil., und sei endlich das Gewicht des Wassers in den Saugröhren der Druckpumpen gleich 2700 Kil., so wird G_n gleich der Summe aller dieser Beträge, also

$$G_n = 36800 \text{ Kil.}$$

Nun erhält man den genauen Werth der Ueberwucht

$$G_1 = \frac{3}{3 + 3{\cdot}75} (375600 - 47500 - 36800) = 129500 \text{ Kil.}$$

und des Gegengewichtes

$$G_2 = \frac{4}{5} \,.\, 129500 = 103600 \text{ Kil.}$$

Das ganze Gewicht des Hauptgestänges wird

$$G + G_1 = 177000 \text{ Kil.},$$

welcher Werth bei Berechnung der Querschnitte nach S. 141 u. f. statt G einzusetzen ist.

Während also für den Niedergang allein ein Gestänggewicht $G = 47500$ Kil. genügt, wird wegen der Expansion noch ein Belastungs- und Gegengewicht $G_1 + G_2 = 233100$ Kil. erfordert; der Kolbendurchmesser wird um die Hälfte grösser als früher; dafür sinkt der Dampfverbrauch ungefähr auf die Hälfte.

Der anfängliche Dampfdruck auf den Kolben ist

$$Q = 10000 \,.\, 5{\cdot}611\,(3{\cdot}5 - 0{\cdot}2) = 185200 \text{ Kil.},$$

bei Berechnung des Gestänges ist mithin nach S. 325 der Festigkeitscoëfficient gleich

$$\frac{0{\cdot}522 \,.\, 185200 + 2 \,.\, 129500}{185200 + 2 \,.\, 129500}\,\mathfrak{A} = 0{\cdot}80\,\mathfrak{A}$$

statt $\mathfrak{A}$, z. B. für ein schmiedeisernes Gestänge gleich

$$0{\cdot}8 \,.\, 6{,}000000 = 4{,}800000$$

oder der Sicherheit wegen besser nur gleich 4,500000 Kil. pr. Quadratmeter zu nehmen.

Berechnung der Maschinen mit Bochkoltz'schem Regenerator. Im Allgemeinen ist zu bemerken, dass bei dieser Einrichtung nach S. 232 der Coëfficient α nur gleich 0·05 bis 0·1, die Supplementarkraft w gleich 10 bis 20 Proc. des Wasserdruckes auf die Mönchkolben anzunehmen ist.

Die Berechnung lässt sich ferner am einfachsten durchführen, indem man die Regeneratorarme als gewichtlos betrachtet und erst zum Schlusse eine entsprechende Correctur ausführt.

1) Bei Maschinen ohne Expansion erfolgt die Rechnung ganz in der früheren Art, als ob kein Regenerator vorhanden wäre, bis inclusive der Ermittlung der Gestänge-Dimensionen und des Gegengewichtes nach 1), S. 324, wobei die Rücksicht auf einen ungleicharmigen Contrabalancier wegfällt. Dann bestimmt man nach S. 231 u. f. das einfache oder combinirte Regeneratorgewicht.

2) Bei Maschinen mit Expansion führt man die früher angegebene Berechnung, ohne Rücksicht auf die Regeneratorarme, bis zur Bestimmung des genauen Werthes von G (S. 325) durch; für G_1 und G_2 ergeben sich geänderte Werthe, weil zu den Massen noch die des Regeneratorgewichtes kommt.

a) Für ein einfaches Regeneratorgewicht Q hat man unter der Voraussetzung, dass die Länge der Regeneratorarme 1·5 des Hubes betrage, nach S. 232

$$Q = 2{\cdot}83\, w,$$

und da Q den Schwungmassen zuzuschlagen kommt und nach obiger Voraussetzung $s = s_g$ ist, ändern sich die S. 325 gegebenen Werthe von G_1 und G_2 in

$$G_1 = \frac{P - G - G_n - Q}{2}, \quad G_2 = G_1.$$

b) Soll dagegen ein combinirtes Regeneratorgewicht verwendet werden, so hat man die Ausdrücke (83) und (84) auf S. 234 zu benutzen, in welchen für gleiche Länge der Regeneratorarme = dem 1·5fachen Hub $tang\,\alpha = 0{\cdot}353$ zu setzen kommt, daher sich aus (83) und (84)

$$(34) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathit{tang}\,\beta = 0{\cdot}353\,\frac{G_1}{w},$$

$$(35) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad Q_1 = \sqrt{G_1{}^2 + 8\,w^2}$$

ergibt; dabei ist β der Winkel, den der Regeneratorgewichtsarm bei seiner Mittelstellung mit der Verticalen einschliesst.

Zu diesen Gleichungen kommt noch der Ausdruck (31), S. 317, in welchem $G_2 = 0$ zu setzen, dagegen das Regeneratorgewicht Q_1 den Schwungmassen zuzufügen ist, daher

$$(36) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad P = G + G_1 + G_n + Q_1$$

wird.

Die drei letzten Gleichungen können nun zur Berechnung von G_1, Q_1 und β benützt werden. Aus (35) und (36) folgt

$$Q_1{}^2 - G_1{}^2 = 8\,w^2$$

und

$$(37) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad Q_1 + G_1 = P - G - G_n,$$

und durch Division dieser zwei Gleichungen

$$(38) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad Q_1 - G_1 = \frac{8\,w^2}{P - G - G_n};$$

die Ausdrücke (37) und (38) ergeben

$$(39) \quad . \quad . \quad . \quad G_1 = \frac{1}{2}\left(P - G - G_n - \frac{8\,w^2}{P - G - G_n}\right),$$

$$(40) \quad . \quad . \quad . \quad Q_1 = \frac{1}{2}\left(P - G - G_n + \frac{8\,w^2}{P - G - G_n}\right).$$

Aus (39) und (40) ist daher G_1 und Q_1, sodann aus (34) *tang* β zu berechnen, wodurch die Hauptverhältnisse des Regenerators bestimmt sind.

Die Dimensionen des Gestänges ergeben sich in beiden Fällen a) und b) nach S. 141, wobei statt G stets das oben erhaltene Gesammtgewicht $G + G_1$ einzusetzen ist.

3) Was nun die erwähnte Correctur betrifft, so ist der bei Expansionsmaschinen auftretende Einfluss der Massen der Regeneratorarme, der Schubstange u. s. w. so gering, dass derselbe vernachlässigt werden kann. Es genügt daher, nur auf die Herstellung der richtigen statischen Verhältnisse zu achten, obgleich auch diese durch Abänderung der Belastung beim Betriebe entsprechend regulirt werden können.

Bei einfachem Regenerator ist das Gewicht des verticalen Armes ohne nennenswerthen Einfluss; dagegen hat man das Gewicht p der

Schubstange und des Gleitstückes, welche den Regenerator mit dem Gestänge verbinden, zu berechnen und das früher ermittelte Gegengewicht um diesen Betrag kleiner zu machen.

Bei combinirtem Regenerator sind die Grössen β und Q_1 zu corrigiren. Man ermittelt die beiläufigen Dimensionen der Regeneratorarme; es seien p der obige Werth, R das Gewicht und r der Abstand des Schwerpunktes des Regeneratorarmes *ao*, Fig. 488, vom Drehpunkt *o*, R_1 und r_1 dieselben Grössen für den Arm *co*, l die Länge der Arme, so hat man in (34) und (35) statt G_1 den Werth

$$G_1 + p + R\frac{r}{l}$$

einzuführen, wobei G_1 der bereits nach (39) ermittelte Werth ist, und erhält aus (34) den richtigen Werth von β und aus (35) einen Werth Q_1, von welchem noch die Grösse

$$R_1\frac{r_1}{l}$$

abzuziehen ist, um das richtige Regeneratorgewicht zu erhalten.

Regulirung der Geschwindigkeit mittelst Schwungring. Lombard*) schlägt vor, am Gestänge eine Zahnstange anzubringen, welche mit einem Getriebe in Eingriff steht, auf dessen fest gelagerter Welle ein Schwungrad sitzt. Das Getriebe ist derart mit der Welle zu verbinden, dass es diese nur beim Aufgange des Gestänges mitnimmt. Dabei würde die zu Anfang des Hubes im Ueberschusse producirte Arbeit an das Schwungrad abgegeben und von diesem im weiteren Verlauf des Hubes wieder an das Gestänge zurückgehen. Beim Niedergange würde das Schwungrad ganz in Ruhe verbleiben. Der Schwungring erlangt dabei eine viel grössere Geschwindigkeit und erfordert daher eine entsprechend kleinere Masse als das Gestänge; wegen der Schwierigkeit der Ausführung einer Verzahnung für so grosse Kräfte und einer dauerhaften selbstthätigen Ein- und Auskupplung des Getriebes erscheint jedoch das Project für die Praxis nicht wohl geeignet.

Von Kley wurde neuester Zeit ein ähnliches System in Anwendung gebracht. Das Schwungrad verrichtet dabei stets eine ganze Umdrehung, entsprechend zwei Kolbenläufen, oder nur den grösseren Theil einer Umdrehung, in welchem Falle die auf einander folgenden Umdrehungen abwechselnd in entgegengesetzter Richtung stattfinden. Der Stillstand tritt immer bei einer Stellung der Kurbel ausserhalb des todten Punktes

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1858/59, 4. Bd., S. 505.

ein, so dass der folgende Hub ohne Anstand beginnt. Eine solche Maschine von 400 Pferdekraft wurde auf dem Bleibergbau „Neue Hoffnung“ zu Bleialf in der Eifel aufgestellt und soll sich sehr gut bewähren; sie vereinigt die Vortheile des Rotationsprincips mit dem der Kataraktmaschinen. Zwei andere von je 60 Pferdekraft sind für die Gesellschaft des Altenberges in Ausführung. Näheres über dieselben wurde bisher nicht veröffentlicht.*)

Bewegung des Gestänges durch einen Winkelhebel behufs Verminderung der Schwungmassen. Die zur Regulirung der Geschwindigkeit beim Aufgange erforderlichen Massen lassen sich bedeutend vermindern, wenn man nach Prof. Wellner's Vorschlag**) nach Fig. 533 zwischen der Kolbenstange k des Dampfcylinders und dem Gestänge g einen durch Schubstangen $s s_1$ mit denselben zu verbindenden Winkelhebel AOB einschaltet, der nach Art eines Kunstwinkels geformt sein kann. Bei der gezeichneten Stellung, welche dem Beginne des Aufganges entspricht, ist der in C vertical aufwärts wirkende, unverändert nach A übertragene Druck am grössten, jedoch sein Hebelsarm QO am kleinsten und nebstdem der Hebelsarm des in C_1 oder B wirkenden Widerstandes am grössten. Bei fortschreitendem Hub wird in dem Maasse, als der Dampfdruck durch Expansion abnimmt, der Hebelsarm des Druckes grösser und der des Widerstandes kleiner, bis diese Grössen bei der Endstellung $A_1 OB_1$ ihre extremen Werthe erreichen. Es wird also eine theilweise Ausgleichung der statischen Momente von Druck und Widerstand erreicht, welche auf Verminderung der nothwendigen Schwungmassen führen muss. Ist ein Gegengewicht nothwendig, so kann dasselbe an dem über O hinaus verlängerten Hebelsarm BO angebracht werden. Die Anordnung gewährt auch den Vortheil, dass der Hub des Dampfkolbens grösser als der des Gestänges gemacht werden kann.

Dagegen wird dieselbe wegen der doppelten Schubstangen, Gleitstücke und Führungen, und wegen des Armes AO auch in dem Falle, wo ohnedies ein Contrabalancier benöthigt wird, complicirter. Um eine erhebliche Ersparung an Schwungmasse zu erzielen, müssen das anfängliche und das schliessliche Verhältniss $\frac{QO}{BO}$ und $\frac{A_1 O}{P_1 O}$ der Hebelsarme, an welchen Kraft und Last wirken, möglichst von einander verschieden sein, was dadurch zu erreichen ist, dass man den Ausschlagwinkel α gross macht. Dadurch wird aber der Seitendruck an den Gleitstücken C und C_1 bedeutend, und um denselben zu vermindern, müssten wieder

*) Comptes rendus de la soc. de l'ind. minérale, Mai 1877, S. 40.

**) Jahrb. der k. k. Bergakademieen 1875, 23. Bd., S. 282.

die Schubstangen sehr lang gemacht werden, was allerdings in constructiver Beziehung keinem Anstand unterliegt, weil dieselben hauptsächlich nur auf Zug in Anspruch genommen sind. In der That glaubt Prof. Wellner, dass der Ausschlagwinkel α ohne Anstand zu 45^0 angenommen werden könne.

Kesseldimensionen. Für einfachwirkende Dampfmaschinen empfehlen sich einfach cylindrische Kessel, weil diese den grössten Dampfraum besitzen. Dieselben erfordern eine kleinere Heizfläche als solche mit Siedern oder Vorwärmern, da der gebildete Dampf ganz frei und ungehindert aufsteigen kann, sie sind leicht zu reinigen und der Wasserstand ist darin weniger veränderlich. Jedoch werden sie auch am kostspieligsten, weil nur etwas mehr als die Hälfte ihrer Oberfläche als Heizfläche zu rechnen ist und die Kessel einen grossen horizontalen Raum benöthigen.

Der letztere wird vermindert bei Kesseln mit ein oder zwei Feuerröhren, welche ebenfalls den Vortheil eines grossen Dampfraumes zeigen; der Wasserstand ist bei denselben wegen des geringeren Wasservolums veränderlicher, dafür geben sie nach geringerer Dauer des Anheizens Dampf. Jedoch sind die Feuerrohre einem äusseren Druck ausgesetzt und es wird die Explosionsgefahr bei solchen Kesseln als grösser angenommen.

Die Heizfläche F der Kessel wird gegenwärtig bedeutend grösser als früher angenommen. Es ist jedenfalls rationeller, dieselbe der zu verdampfenden Speisewassermenge als der Zahl Pferdekräfte der Maschine proportional anzunehmen, weil der Dampfverbrauch pr. Pferdekraft je nach dem System der Maschine sehr verschieden wird. Redtenbacher gibt die Heizfläche mit 150 S Quadratmetern an. Gegenwärtig nimmt man für stabile Maschinen 200 S bis 280 S. Für die oben erwähnten einfach cylindrischen Kessel wird der Werth

$$(41) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad F = 200\ S$$

genügen, während für andere Systeme grössere F anzunehmen sind. Es ist dabei der Dampfverbrauch S pr. Sec. in Kilogrammen einzusetzen und ergibt sich F in Quadratmetern.

Auf S. 306 wurde nachgewiesen, dass es wegen geringerer Veränderlichkeit der Kesselspannung vortheilhaft sei, wenn die Kessel einen grossen Dampfraum besitzen; es war nämlich nach (8)

$$\frac{p_e}{p_a} = 1 - \frac{S_h}{R}\left(1 - \frac{t_1}{t}\right),$$

worin p_e die End- und p_a die grössere Anfangsspannung im Kessel während der Einströmung, t_1 die Dauer der letzteren und t die des ganzen

Doppelhubes sammt Pausen, S_h das pr. Hub verbrauchte und R das Gewicht Dampf bedeuten, welches der Dampfraum in den Kesseln enthält.

Bei wirklich ausgeführten Kesseln findet man

$$\frac{S_h}{R} = \frac{1}{8} \text{ bis } \frac{1}{13};$$

nimmt man

$$\frac{S_h}{R} = 0{\cdot}1,$$

so wird

$$\frac{p_e}{p_a} = 1 - 0{\cdot}1\left(1 - \frac{t_1}{t}\right).$$

Der kleinste Werth für $\frac{p_e}{p_a}$ ergibt sich, wenn die Dauer der Einströmung t_1 gleich Null ist, und zwar wird dann $\frac{p_e}{p_a} = 0{\cdot}9$; in Wirklichkeit fällt dabei stets

$$\frac{p_e}{p_a} > 0{\cdot}9, \quad p_e > 0{\cdot}9\, p_a$$

aus, d. h. die Spannung sinkt während der Einströmungsperiode um weniger als $^1/_{10}$ ihres Anfangswerthes. Behält man daher obiges Verhältniss zwischen R und S_h bei, so wird

$$R = 10\, S_h,$$

und hieraus lässt sich das erforderliche Volum des Dampfraumes $\mathfrak{R}$ bestimmen; sei nämlich σ das specifische Gewicht des Dampfes von der Anfangsspannung p, so wird

$$\mathfrak{R} = \frac{R}{\sigma} = \frac{10\, S_h}{\sigma},$$

und wenn n die Zahl Doppelhube pr. Minute, S wie früher den Dampfverbrauch pr. Sec. in Kil. bedeuten, so hat man

$$S_h = \frac{60\, S}{n},$$

daher das erforderliche Volum des Dampfraumes

$$(42) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathfrak{R} = \frac{600}{n}\,\frac{S}{\sigma}.$$

Nun wird die Heizfläche F proportional dem Werthe S genommen, es lässt sich daher S durch die Dimensionen des Kessels ausdrücken, und das Gleiche ist mit $\mathfrak{R}$ der Fall; man kann somit aus (42) eine Gleichung zur Bestimmung einer der Dimensionen des Kessels ableiten. So wird

bei einfach cylindrischen Kesseln vom Durchmesser d der normale Wasserstand in der Höhe $\frac{1}{3} d$ unter dem Scheitel des Kessels, also in der Höhe $\frac{d}{6}$ ober der Axe des Kessels angenommen; hieraus findet man für z Kessel von der Länge l den gesammten Dampfraum annähernd

$$\mathfrak{R} = z\,l\left(\frac{d^2 \pi}{8} - \frac{d}{6}\,d\right) = 0{\cdot}226\, z\, l\, d^2;$$

ferner wurde für solche Kessel $F = 200\, S$ gesetzt, daher

$$S = \frac{F}{200};$$

da die Feuerlinie 10 bis 12^{cm} unter dem Normalwasserspiegel liegt, so ergibt sich bei $d = 1$ bis 2^{m} die Länge des vom Feuer berührten Kesselumfanges im Mittel gleich $1{\cdot}8\, d$, somit

$$F = 1{\cdot}8\, z\, l\, d,$$

$$S = \frac{1{\cdot}8}{200}\, z\, l\, d.$$

Setzt man die Werthe von $\mathfrak{R}$ und S in (42) ein, so erhält man

$$(43) \quad \ldots \quad 0{\cdot}226\, d = \frac{600}{n\,\sigma}\,\frac{1{\cdot}8}{200},\; d = \frac{24}{n\,\sigma} \text{ Meter.}$$

So z. B. ist in dem auf S. 326 berechneten Beispiele $p = p_a = 3{\cdot}5$ Atm., daher $\sigma = 1{\cdot}85$, die grösste Hubzahl $n = 8$ und soll mithin

$$d = \frac{24}{8 \,.\, 1{\cdot}85} = 1{\cdot}6^{\mathrm{m}}$$

sein; mit Rücksicht auf das Volum der Dampfleitung genügt indessen ein geringerer Werth, um die Spannungsänderung unter $^1/_{10}$ zu halten.

Selbstverständlich wird man sich durch diese Rücksicht allein bei der Wahl des Kesseldurchmessers nicht binden lassen. Der Durchmesser der Kessel wird nicht grösser als 2^{m} genommen, da sonst die Wände zu dick sein müssen. Ergibt sich d aus (43) zu gross und will man doch den gewünschten Dampfraum erhalten, so bleibt kein anderes Mittel, als $F > 200\, S$ zu nehmen. Bei älteren Maschinen wurden zu diesem Zwecke auch besondere grosse Dampfsammler angewendet.

Dampfcylinder.

Dimensionen. Der Durchmesser ist durch die Berechnung der Kolbenfläche bestimmt.

Die Länge ist gleich dem Hub s_c mehr der Dicke des Kolbens, mehr einem wegen Ueberschreitung des normalen Hubes nöthigen Spiel-

raum, welcher jedoch den schädlichen Raum vergrössert, daher thunlichst zu beschränken ist. Man findet denselben an jedem Cylinderende gleich 0·025 s_c bis 0·03 s_c. Ist der Aufgang des Gestänges durch kein Fanglager begrenzt, so muss dieser Spielraum oben, oder bei einer Balanciermaschine unten, noch grösser genommen werden.

Für die Wandstärke d kann die Redtenbacher'sche Formel

$$(44) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad d = 0{\cdot}015 + \frac{D}{0{\cdot}6} \text{ Meter}$$

beibehalten werden, worin D den in Metern auszudrückenden Durchmesser des Dampfcylinders bedeutet. Es liefert dieser Ausdruck auch mit den neueren Ausführungen gut stimmende Wandstärken, welche nicht so sehr wegen des Dampfdruckes als wegen besserer Herstellung und wegen grösserer Steifigkeit nothwendig sind; die aus (44) erhaltenen Werthe genügen daher auch für die höheren von den S. 305 angeführten Cylinderspannungen, dann für den Fall, wo der Cylinder ein Dampfhemd besitzt und mithin am stärksten in Anspruch genommen ist, weil hier stets von Aussen der volle Dampfdruck, von Innen aber während der Ausströmung nur ungefähr die atmosphärische, und wenn die Maschine mit Condensation arbeitet, eine noch geringere Spannung wirkt.

Die wirklich ausgeführten Cylinder besitzen bis über 3^m Durchmesser; so hat ein Cylinder auf der Grube Haut Flénu bei Mons $3{\cdot}21^m$ Durchmesser bei 4^m Hub.*)

Construction. Der Cylinder wird innen glatt ausgebohrt; zuweilen hält man denselben auf die Länge, in welcher der Kolben gewöhnlich spielt, etwas enger als an den beiden Endstücken, um das Entstehen einer Kante durch Ausreibung von Seite der Kolbenliederung zu verhüten.

Bei grösserem Durchmesser muss man der Einbiegung des umgelegten Cylinders durch sein Eigengewicht, welche selbst eine bleibende werden kann, entgegenwirken. Dies erfolgt durch die angegebene grössere Wandstärke, dann durch Rippen, welche in 0·3 bis $0{\cdot}5^m$ Abstand um die Wand herumlaufen.

Zur Verbindung mit Deckel und Boden dienen Flantschen, welche nach bekannten Regeln auszuführen sind. Die Schrauben werden in circa 15 Cm. Abstand angebracht und müssen stark genug sein, um die Dichtung gehörig einpressen zu können und damit insbesondere bei Balanciermaschinen der Deckel vom Dampfdruck nicht gehoben wird.

*) Zeitschrift deutscher Ing. 1869, 13. Bd., S. 614.

Zur Verstärkung der Flantschen bringt man zwischen je zwei Schrauben oder nach jeder zweiten oder dritten Schraube eine Rippe an.

Grosse Cylinder werden zur Erleichterung des Gusses und namentlich auch des Transportes öfters aus zwei Theilen zusammengesetzt, welche sich in einer zur Cylinderaxe senkrechten Ebene berühren und an dieser Stelle in einander gefalzt und durch Flantschen verbunden werden, wie unten zu Fig. 527 angegeben ist. Das Ausbohren erfolgt in der Werkstätte an dem bereits zusammengestellten Cylinder, der Falz sichert die richtige Montirung am Orte der Verwendung.

Dampfcanäle. In den Cylinder mündet unten (bei Balanciermaschinen oben) ein Canal für den Ein- und Austritt des wirksamen Dampfes, am anderen Ende ein zweiter Canal, welcher mit dem Abblaserohre communicirt. Diese Canäle werden vortheilhafter am Deckel und Boden als am Cylinder selbst angebracht, welcher sonst eine grössere Höhe erhält und einseitig geschwächt wird.

Die Querschnittsfläche der Dampfcanäle ist bei den Dimensionen der Ventile angegeben.

Wegen compendiöserer Einrichtung des Ventilkastens und des Untersatzes für den Dampfcylinder ist eine geringe Höhe des Canales für den wirksamen Dampf, daher ein rechteckiger Querschnitt mit grösserer Breite als Höhe in Anwendung; meist findet man erstere Dimension circa dreimal so gross als die letztere. Je grösser jedoch dieses Verhältniss, desto breiter wird der Canal und desto mehr sind seine ebenen Wände gefährdet. Bei 0·5 und mehr Breite soll daher im Canal eine verticale Wand zur Verstärkung angebracht werden. Auch der zweite Canal erhält einen rechteckigen Querschnitt.

Dampfhemd. Ueber die Anwendung dieses Apparates wurde S. 310 gehandelt; ein Nebenvortheil desselben ist, dass der in einer Dampfhülle von durchaus gleicher Temperatur befindliche Dampfcylinder keine ungleiche Ausdehnung erleidet.

Bei der vollständigsten Einrichtung sind Deckel und Boden des Cylinders hohl, der Dampf gelangt in den Deckel, dann in den Raum zwischen Mantel und Cylinder, endlich in den Boden, von wo das Condensationswasser in den Kessel zurückläuft. Die Heizung des Deckels ist jedoch bei directwirkenden und die des Bodens bei Balanciermaschinen jedenfalls entbehrlich.

Ausserdem hatte man noch zwei andere Einrichtungen in Verwendung. Bei der einen strömt der Dampf aus dem Kessel in das Dampfhemd und von dort zur Bewegung des Kolbens in den Cylinder; bei der zweiten zuerst in den Cylinder und dann in das Dampfhemd. Beide Methoden haben für Wasserhebmaschinen keine Anwendung gefunden.

Ebenso scheint die Leitung der Verbrennungsgase der Kesselfeuerung in das Dampfhemd nur im Stadium des Vorschlages oder Versuches geblieben zu sein; jedenfalls müsste die Temperatur der Gase im Dampfhemd genau regulirt werden können, damit sie nicht eine für die Maschine, besonders die Dichtungen nachtheilige Höhe erreicht.

Das Dampfhemd besteht aus Gusseisen und enthält bei seinen grossen Dimensionen ein bedeutendes Gewicht, doch kann dasselbe mit Vortheil aus 2 bis 3 Theilen zusammengesetzt werden. Das Ausbohren fällt weg. Die Wandstärke wird zuweilen etwas geringer als die des Cylinders genommen, da nur ein innerer Druck auf die Wände wirkt. Der Raum zwischen Hemd und Cylinder ist 2·5 bis 10 Cm. weit, welche Dimension vorzüglich von den Rippen u. s. w. des Cylinders abhängt.

Die Verbindungsröhren werden am besten aus Kupfer hergestellt und die Ableitungsröhre für das condensirte Wasser gegen den Kessel zu fallend angelegt.

Verbindung des Dampfhemdes mit dem Cylinder. Diese wird am besten derart ausgeführt, dass sie eine gegenseitige Verschiebung gestattet.

Fig. 526 zeigt den Durchschnitt einer Cylinderwand nebst Dampfhemd *d*. Dieses steht sowie der Cylinder *c* mit zwischengelegtem Dichtungsmaterial auf dem Untersatz *u*, welcher etwas in den Cylinder eingelassen ist; das Dampfhemd ist durch Flantschen unten am Untersatz, oben am Cylinder befestigt, dieser noch weiter aufwärts verlängert und durch eine zweite Flantsche mit dem tief eingelassenen Deckel verbunden.

Eine zweckmässigere Construction *) ist bei den Bleiberger Balancier-Wasserhebmaschinen angewendet und durch Fig. 527 dargestellt. Der 2·67 ^{m} weite Cylinder ist hier zweitheilig; die Verbindung beider Stücke erfolgt durch Flantschen und durch einen vorspringenden etwas conischen Ring des oberen Theiles, der in eine entsprechende Nuth des unteren eingreift. Die Flantschen stehen wegen Circulation des Dampfes etwas von der Innenwand des Dampfhemdes ab. Der Cylinder, sowie das aus drei Theilen bestehende Dampfhemd sind durch Flantschen an dem runden Untersatze *u* befestigt.

Um das Dampfhemd dicht mit dem Cylinder zu verbinden, befindet sich an letzterem der ringsherum laufende, aussen abgedrehte Ansatz *a*, welcher in das ausgebohrte obere Ende des Dampfhemdes passt. In die Fuge zwischen beiden ist Mastixcement eingestaucht, und endlich auf die abgedrehte Oberfläche des Ganzen ein gleichfalls gedrehter (in der Figur nicht angedeuteter) Ring aufgeschraubt, um die Verbindung auch

*) Coquerill's Portefeuille, S. 175, Taf. 19.

für den Fall, dass sich im Kitt Fugen bilden, dicht zu erhalten. Der Deckel wird hier auch geheizt.

Die durch Fig. 528 und 529 dargestellte Construction des Dampfhemdes gestattet, den Raum zwischen diesem und dem Dampfcylinder auf das nothwendige Maass zu beschränken und daher auch den Durchmesser des Dampfhemdes selbst zu vermindern, nebstdem lässt sie eine ganz freie gegenseitige Verschiebung zu. Der Cylinder *c* wird dabei mit einwärts gekehrten Flantschen befestigt. Bei *a* stossen der äussere und innere Cylinder mit abgedrehten Rippen zusammen, in den oben folgenden Zwischenraum kommt eine Hanfdichtung, und auf diese ein Eisen- oder Metallring, welcher durch Schrauben *s* angedrückt wird, deren Muttern *m* in den Deckel eingesetzt sind. Die Muttern sind zur Verhütung des Einrostens aus Messing gefertigt. An der Innenseite der cylindrischen Wand des Deckels befinden sich Vorsprünge *v* mit Bohrungen, welche für gewöhnlich durch Schrauben geschlossen sind und die Schrauben *s* anzuziehen gestatten, ohne dass man den Deckel abzunehmen genöthigt wäre.

Der Raum zwischen beiden Cylindern ist durch Bohrungen *o* mit der Höhlung des Untersatzes in Verbindung, um das Condensationswasser in diesen ablaufen zu lassen und überhaupt die Circulation des Dampfes zu ermöglichen, welcher oben in das Dampfhemd zugeleitet wird, während das Condensationswasser aus dem Untersatze in den Kessel zurückfliesst.

Deckel. Dieser erfordert bei einer direktwirkenden Maschine nur eine geringe Stärke, welche indessen, wenn Condensation stattfindet, doch für den äusseren Luftdruck hinreichen muss. Stets ist es zweckmässig, den Deckel in den Cylinder einzulassen. Die Form muss der des Kolbens angepasst sein. Am Deckel werden 2 bis 4 Schmierhähne, zuweilen auch ein Mannloch behufs der Nachsicht im Cylinder angebracht.

Fig. 549 zeigt den Deckel eines grossen Dampfcylinders; derselbe ist der Form des Kolbens entsprechend gewölbt, mit einem Mannloch und 4 Schmierhähnen versehen. An denselben schliesst sich der durch eine Scheidewand *w* verstärkte Dampfcanal. Den Deckel einer Maschine mit Dampfhemd zeigt Fig. 528.

Untersatz. Als Unterlage für den Dampfcylinder dient entweder eine Platte, gewöhnlich aber, besonders bei direktwirkenden Maschinen, deren Cylinder durch eine Tragbrücke gestützt ist, ein cylindrischer verrippter Untersatz, der grössere Tragfähigkeit besitzt, und zugleich den unteren Dampfcanal enthält, welcher sodann oberhalb der Tragbrücke zum Ventilkasten geführt wird. Wegen besseren Anschlusses an

die Tragbrücke wird die untere horizontale Platte des Untersatzes quadratisch geformt.

Bei älteren Maschinen hat man den Cylinder mit einem Boden versehen und mittelst seitlicher Angüsse auf die Tragbrücke gestellt, oder den Untersatz rechteckig und so lang ausgeführt, dass derselbe direct auf die zwei Mauerpfeiler des Fundamentes gelagert werden konnte. Die Anordnung mit Tragbrücke ist jedoch zweckmässiger.

Der Untersatz bildet zugleich den Boden des Cylinders oder es ist eine besondere untere Schlussplatte angebracht. Bei Balanciermaschinen erfordert die Bodenplatte nur eine geringe Stärke.

Der Cylinderboden soll gegen den Dampfcanal hin etwas geneigt sein, um das Condensationswasser abzuleiten, welches durch das fallend angelegte Abblaserohr, bei einer Condensationsmaschine in den Condensator, abfliesst. Kann man die Ableitung nicht auf diese Art bewerkstelligen, so wird am tiefsten Punkte des Ventilkastens ein Rohr mit Condensationswasserhahn angeschlossen.

Die Form des Bodens soll aber wieder der des Kolbens entsprechen, und ist diese gewölbt, so verlängert man die geneigte Bodenfläche des Dampfcanales bis zur Mitte, also zum tiefsten Punkte des Cylinderraumes.

Fig. 550 zeigt den in der letzteren Art hergestellten Untersatz des Dampfcylinders von 2·25 m Durchmesser, dessen Deckel in Fig. 549 abgebildet ist. Er besteht aus einer gewölbten, in der Mitte mit einer Vertiefung versehenen, den Cylinderboden bildenden Platte *a*, aus einer cylindrischen Wand *b* und der quadratischen, von einer runden Oeffnung durchbrochenen Grundplatte *c*, welche an den vier Ecken durch Schrauben *s* mit den zwei Blechbalken der Tragbrücke verbunden wird. Der Untersatz besitzt sechs radiale von der Stopfbüchse ausgehende Rippen; an denselben schliesst sich der rechteckige Dampfcanal, welcher durch die in der Fortsetzung der Rippen *n* befindliche Wand *w* verstärkt und in zwei Abtheilungen von je 0·35 m Breite geschieden ist. An der Mündung des Dampfcanales befinden sich Flantschen zur Befestigung des Ventilkastens.

Fig. 529 zeigt einen von Kley construirten Untersatz *u*. Auf diesem ist der Boden *b* und darauf der Dampfcylinder *c* befestigt. Der Stopfbüchsentopf ist an den Boden *b*, der Dampfcanal *x* an den Untersatz angegossen; der letztere stösst mit *b* ausser am Umfange noch an den Stellen *n n* zusammen, welche durch in die Fugen gebrachten Kitt gedichtet sind. Diese Zusammensetzung erleichtert die Montirung und den Guss der einzelnen Theile. Die zugehörige Stopfbüchse ist unten beschrieben.

Bei einer Balanciermaschine fällt die untere Stopfbüchse weg und ergibt sich die einfache Construction Fig. 547. Der Cylinder *c* ist dabei wegen des Dampfhemdes *d* mit einwärts gekehrten Flantschen auf dem runden Untersatze *u* befestigt, der durch zwölf Ankerschrauben mit dem Fundament verbunden wird.

Stopfbüchse. Bei einer Balanciermaschine, wo die Kolbenstange durch den Deckel geführt ist, erhält die Stopfbüchse die gewöhnliche Einrichtung.

Bei einer directwirkenden Maschine dagegen ist eine hängende Stopfbüchse nothwendig, bei deren Construction darauf zu achten ist, dass ein Reservoir für die Schmiere vorhanden sei.

Zu diesem Zwecke hat man Stopfbüchsen mit Ueberziehmuff, oder es erhält der Stopfbüchsendeckel nach Fig. 566 einen Rand *r*, der eine Vertiefung umschliesst, in welche das Oel mittelst eines Röhrchens geleitet werden kann. An den Deckel sind noch zwei Ringe *a b* festgeschraubt, welche zwei Hohlräume enthalten; dem oberen dieser Räume fliesst das Oel durch kleine Oeffnungen zu, der untere sammelt das längs der Kolbenstange durchdringende Oel.

Häufig wird nach Fig. 550 in die Packung ein I-förmiger mit Oeffnungen versehener Ring *r* eingeschaltet, welcher als Reservoir für das Oel dient, das aus einem höher gelegenen Behälter durch das Rohr *t* fortwährend zufliessen kann. Man hatte auch kleine Pumpen in Anwendung, um das Oel in die Packung zu drücken. Endlich kann man unter der Stopfbüchse einen Oelbehälter wie in Fig. 529 (s. unten) anbringen.

Stopfbüchsendichtung mit Dampf. Wenn bei der Expansion die Spannung des Dampfes unter die atmosphärische sinkt, so ist es zweckmässig, in den Raum der Stopfbüchse, wo die Packung sich befindet, Dampf einzuleiten, so dass namentlich während der Pause keine Luft in den Cylinder dringen kann, welche bei der folgenden Condensation nachtheilig wirkt, indem sie die Spannung im Condensator erhöht. Der aus der Packung in den Cylinder dringende Dampf hat wenig schädlichen Einfluss, eine Ausströmung desselben ins Freie dagegen wird sogleich bemerkt und kann durch Nachziehen des Stopfbüchsendeckels beseitigt werden.

In Fig. 529*) ist die dazu gebrauchte Einrichtung dargestellt. Die Packung der Stopfbüchse ist durch einen Ring *r* von I-förmigem Querschnitt, mit Oeffnungen versehen, in zwei Abtheilungen geschieden. Durch das Rohr *q*, welches mit einem Hahn versehen ist, wird der

*) Kley, die Wasserhebmaschinen des Altenberges.

Heizdampf aus dem Cylinderboden in die Höhlung der Stopfbüchse geführt. Der Ring r ist hoch genug, dass sein Hohlraum auch beim Anziehen der Dichtung stets mit dem Dampfrohr q in Verbindung bleibt.

Das Stopfbüchsenfutter ist nach unten verlängert und an demselben der Oelbehälter z, sowie eine zweite kleine Stopfbüchse angebracht, welche nur den Abfluss des Oels verhütet.

Umhüllung. Zur Verhinderung der Abkühlung soll das Dampfhemd, oder, wenn dieses fehlt, der Dampfcylinder selbst mit schlechten Wärmeleitern umgeben sein. Gewöhnlich wird zu diesem Zwecke eine cylindrische Holzwand aufgestellt und der Raum zwischen dieser und dem Cylinder mit dem betreffenden Material ausgefüllt. Als solches verwendet man Sägespäne, Heu, Asche, Filz, häufig Kuhhaare. Die Dicke dieser Schicht beträgt stets mehrere, bei Sägespänen bis 30 ^{cm}. Bei einigen alten Cornischen Maschinen wurde der Cylinder mit einer Mauerung, diese mit einer Mörtelschicht und danach mit einem Holzmantel umgeben. Der Raum zwischen Mauer und Cylinder blieb leer und die darin enthaltene Luft fungirte als schlechter Wärmeleiter.

Neuerer Zeit wird an Stelle der theueren und wenig dauerhaften Holzverschalung besonders die Leroi'sche Masse empfohlen; dabei sind viele Rippen am Cylinder zweckmässig, weil man dann die Masse glatt abstreifen kann. Ferner wird Schlackenwolle zur Umhüllung vorgeschlagen.

Kolben und Kolbenstange.

Construction des Kolbens. Der Kolben erhält im Allgemeinen die gewöhnliche Construction. Bei grösserem Durchmesser macht man denselben in der Mitte höher als am Umfange, um die Form eines Körpers gleicher Festigkeit zu erzielen; bei den grössten Dimensionen werden ausser den radialen noch eine oder selbst zwei concentrische Rippen angebracht.

Gegenwärtig wird fast nur Metallliederung angewendet*); die Höhe h derselben gibt Redtenbacher mit

$$h = 0{\cdot}04\,(1 + D)\text{ Meter}$$

an, wobei D den Kolbendurchmesser in Metern bedeutet; bei neueren Ausführungen findet man

*) Bei der zweicylindrigen Maschine zu Segeberg ist für den grossen Kolben Hanfliederung in Verwendung. Preuss. Zeitschrift 1875, 23. Bd., S. 255.

(45) $h = 0{\cdot}05\ (1 + D)$ Meter.

Bei mehr als 1·8 bis 2 m Kolbendurchmesser sind selbstspannende Ringe zur Liederung nicht mehr anwendbar, sondern es muss eine Federspannung angeordnet werden; die Ringe erhalten dann circa 3 cm Stärke.

Kolbenstange. Diese ist nur auf Zug in Anspruch genommen; bei Berechnung derselben nimmt man etwa 6,000000 Kil. als zulässige Belastung pr. Quadratmeter. Unter Vernachlässigung des Kolbengewichtes ist der Zug in der Stange gleich einem Druck auf die Kolbenfläche von höchstens

$p - 1$ Atm. bei Maschinen ohne Cond.,
p „ „ „ mit „

wobei p die absolute Cylinderspannung bedeutet. Ist daher d der Kolbenstangen- und D der Kolbendurchmesser, so hat man für erstere Maschinen

$$6{,}000000\ \frac{d^2 \pi}{4} = 10000\ (p - 1)\ \frac{D^2 \pi}{4},$$

$$d^2 = \frac{p - 1}{600}\ D^2,$$

während für letztere p statt $p - 1$ zu setzen kommt; es wird daher

(46) . $\begin{cases} d = 0{\cdot}04\ D\ \sqrt{p - 1} & \text{für Maschinen ohne Cond.,} \\ d = 0{\cdot}04\ D\ \sqrt{p} & \text{„ „ mit „} \end{cases}$

Für die gewöhnlichen Werthe von $p = 4$ bis 5 Atm. ergibt sich bei Condensationsmaschinen

$$d = 0{\cdot}08\ D \text{ bis } d = 0{\cdot}09\ D.$$

Ist jedoch die Kolbenstange an den Verbindungsstellen geschwächt, so muss ihr kleinster Querschnitt der dem obigen Werthe von d entsprechenden Kreisfläche gleich gemacht werden; es wächst dann der Durchmesser auf $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{9}$ von D.

Zuweilen wird die Kolbenstange aus Bessemerstahl gefertigt; es ist nur von Vortheil, wenn man sich auch in diesem Falle an die Formeln (46) hält.

Verbindung der Kolbenstange mit dem Kolben. Da die Belastung der Kolbenstange die letztere aus dem Kolben herauszuziehen strebt, so wird die Verbindung zwischen beiden nach Fig 537 durch einen Conus am Ende der Stange hergestellt, welcher durch einen Keil, oder, um eine Schwächung der Theile zu vermeiden, durch eine Schraubenmutter

angezogen wird. Das Losdrehen der letzteren ist durch eine Gegenmutter oder einen Stift oder beides zu verhindern.

Diese gewöhnliche Verbindung lässt sich indessen nach längerem Betriebe oft schwer demontiren. Daher wurde schon in früherer Zeit und auch neuerlich wieder *) die in Fig. 536 dargestellte Verbindung angewendet. Das conische Ende der Kolbenstange ragt dabei etwas über die Nabe des Kolbens vor und wird durch eine aufgelegte Schmiedeisenscheibe *a* und sechs Schrauben fest angezogen. Die Schrauben erfordern nur die für dieses Anziehen hinreichende Stärke, indem nur beim Niedergange ein geringer Druck, welcher dem Gewicht des Kolbens weniger der Reibung der Liederung und dem Ueberdruck des unteren, abströmenden Dampfes gleichkommt, auf Lockerung der Verbindung wirken kann.

Verbindung der Kolbenstange mit dem Gestänge. Diese Verbindung muss sehr solid construirt werden, und soll in allen Theilen mindestens die gleiche Sicherheit wie die Kolbenstange selbst besitzen, anderseits besonders für den Fall des Einrostens nicht zu schwer zu demontiren sein. Dieselbe ist wieder nur auf Zug in Anspruch genommen.

Bei älteren Maschinen wurde die Verbindung zuweilen beweglich hergestellt, so dass sie eine geringe Drehung des Gestänges gegen die Kolbenstange zuliess. Man bezweckte dadurch die Seitenschwankungen des Gestänges oder eine etwaige Verschiebung der Führungen desselben unschädlich zu machen, auch die Fortpflanzung des von einem Bruch herrührenden Stosses zu vermindern. Gegenwärtig gibt man einer festen oder mindestens nicht drehbaren Verbindung wegen ihrer grösseren Solidität den Vorzug.

Es ist zweckmässig, thunlichst nahe unter dem Verbindungsstück eine Führung anzubringen, um auch einer geringen, durch die Nachgiebigkeit des Gestänges ermöglichten Drehung des Kolbens vorzubeugen; zuweilen wird das Verbindungsstück selbst geführt. Das Führungsstück kann auch zur Hubbegrenzung nach oben oder nach beiden Richtungen dienen.

Bewegliche Verbindung. Fig. 558 und 559 zeigen im Auf- und Grundriss eine bewegliche Verbindung. Mit der Kolbenstange ist dabei durch zwei Schraubenmuttern der Muff *m* verbunden, welcher seitlich zwei horizontale Zapfen besitzt. Diese greifen in zwei Lager aus Rothguss, welche durch Keile angezogen werden. Die Lager befinden sich

*) Bei der Wasserhebmaschine am Neuschacht bei Rossitz. Civilingenieur 1876, S. 165; s. auch Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1856/57, Taf. 30.

zwischen je zwei Eisenschienen *s*, welche durch Schrauben an hölzernen Gabelstangen *g* befestigt sind; diese stehen durch Schraubenbügel mit dem Gestänge *G* in Verbindung.

Nach Fig. 540 ist am unteren Ende der Kolbenstange wieder durch Schraubenmuttern ein Muff befestigt, der mit vier Zapfen versehen ist; auf diese sind vier Flachschienen *f* aufgeschoben, welche die Verbindung mit dem Holzgestänge herstellen. *)

Verbindung mit Kappeisen. Bei diesen Verbindungen, welche gleichfalls älteren Ursprunges sind, besteht das Verbindungsstück, das Kappeisen, aus zwei an entgegengesetzten Seiten des Gestänges durch Schrauben befestigten Schienen, welche sich oben zu einem Muff, der die Kolbenstange aufnimmt, oder zu einem Zapfen vereinigen, der durch einen abgesonderten Muff mit der Kolbenstange verbunden wird.

Die erstere Einrichtung zeigt Fig. 548, wobei die Kolbenstange durch einen Keil in der Hülse des Kappeisens befestigt ist, ferner Fig. 560; hier besitzt die Kolbenstange unten eine zwischen zwei Verstärkungen befindliche Nuth, in welcher ein zveitheiliger Schmiedeisenring *r* liegt. Das Ganze passt in die Hülse *h* am oberen Ende der Schienen *s*. Bei der Montirung wird die Kolbenstange durch die Hülse herabgelassen und nach Anlegen des Ringes *r* wieder aufgezogen. Einem Herabsinken der Kolbenstange kann durch ein oben auf das Gestänge gebrachtes Einlagstück von passender Form vorgebeugt werden.

Die zweite Construction ist in Fig. 543 und 544 **) ersichtlich. Die Verbindung erfolgt hier durch den 0·8 ^{m} hohen, 0·3 ^{m} äusseren Durchmesser besitzenden gusseisernen Muff *m*, in welchem durch Keile einerseits die Kolbenstange, anderseits ein Zapfen befestigt ist, an den sich die Gabel *g g* zur Verbindung mit dem Gestänge anschliesst. Die beiden plattenförmigen Theile der Gabel sind in das Holz eingelassen und durch Schrauben gegen dasselbe festgezogen; an dieselben stossen unten die Platten *p*, welche zur Befestigung der Schubstangen des Contrabalancier dienen (s. Verbindung des Contrabalancier mit dem Gestänge). Am Gestelle sind Fanghölzer *f f* befestigt, welche bei Ueberschreitung des normalen Hubes gegen das Fanglager *l* stossen, daher den Hub nach beiden Richtungen begrenzen.

Aehnlich ist die Verbindung Fig. 564 und 565; *c* ist der unten in die Gabel endigende Zapfen, welcher nebst der Kolbenstange in dem gemeinschaftlichen Muff *a* durch Keile befestigt ist. An den Muff sind

*) Beide Verbindungen wurden in Belgien angewendet, Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1855/56, 1. Bd., S. 26 u. 36.

**) Bull. de la soc de l'ind. minérale 1855/56, 1. Bd., S. 179.

zwei verrippte Flügel *f* angegossen und an diesen durch Schraubenbügel die Holzstücke *h* befestigt, welche als Fanghörner dienen.

In der einen wie in der anderen Form sind die Kappeisen schwierig herzustellende, nicht die genügende Sicherheit bietende Schmiedestücke. Desgleichen ist das Gusseisen der Muffe für die Uebertragung grosser Zugkräfte nicht geeignet.

Verbindung mit Traverse. Diese Verbindung passt besonders für breite oder Gabelgestänge. Die Hängschienen sind dabei abgesondert von der mit der Kolbenstange verbundenen Traverse hergestellt. Eine Gabelung des sonst einfachen Gestänges im obersten Theile wird aber oft zu dem Zwecke hergestellt, um die Schubstange des Contrabalancier zwischen den Gabelstangen anbringen zu können.

Bei einem quadratischen Gestänge reducirt sich nach Fig. 555 und 556 die Traverse auf einen würfelförmigen Block *a*, der durch Keile mit den oben umgekröpften Hängschienen *s* und durch Schraubenmuttern mit der Kolbenstange verbunden ist.

Fig. 561, 562 und 563 zeigen die Construction in ihrer Anwendung auf das rechteckige Gestänge der Grube Reunion bei Mariemont.*) Die 26 $^{\text{cm}}$ im Durchmesser haltende Kolbenstange endigt in einen Bund *a*, auf welchen zwei halbrund ausgekehlte Gusseisenstücke *b* aufgelegt sind. Diese berühren das Kopfende des Gestänges, dessen oberster Querschnitt 1·48 $^{\text{m}}$ Länge und 0·30 $^{\text{m}}$ Breite besitzt, und sind mit demselben durch sechs gabelförmige Schienen *s* und zahlreiche Schrauben verbunden. Nebstdem sind noch vier Schrauben, zum Theil in die Kolbenstange eingreifend, und eine fünfte, durch dieselbe hindurchgehend, zur soliden Vereinigung der Eisenstücke *b* angebracht.

Bei nicht sehr guter Qualität des Eisens bietet der obere gekrümmte Theil der Hängschienen geringere Sicherheit.

Nach Fig. 551 bis 554 dient das gusseiserne Verbindungsstück *v* zugleich als Fanghorn, um den Aufgang zu begrenzen. Die Hängschienen *s* sind durch einen Keil von sehr geringer $\left(\frac{1}{30}\right)$ Steigung mit der Kolbenstange und dem Fanghorn verbunden. Vier Schrauben *t* halten die Hängschienen im obersten Theil zusammen. Fig. 553 zeigt im Querschnitte nach der Linie *A B* der Fig. 552 die unten am Fanghorn befindliche Hülse, in welche das oberste Gestängstück eingepasst ist.

Verbindung mit Traverse und Gabelung. Nach Fig. 545 ist an der guss- oder bei der einfachen Form besser schmiedeisernen Traverse

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1855/56, 1. Bd., S. 172.

s die Kolbenstange wie in Fig. 560 durch einen zweitheiligen Ring befestigt und durch einen schwachen Keil gegen Senkung gesichert. Zur Verbindung mit den Gabelstangen dienen Hängschienen und Keile.

Fig. 567 und 568 zeigen die Verbindung des S. 199 angegebenen Kettengestänges mit der Kolbenstange. Die zwei Gabelstangen *s* sind dabei mittelst Eisenschienen *t* in der aus Fig. 568 ersichtlichen Art an dem schmiedeisernen Kreuzkopfe *x* aufgehängt, welcher durch Mutter und Gegenmutter am unteren Ende der Kolbenstange gestützt wird und in der Mitte seiner Länge entsprechend verstärkt ist. Die Verjüngung der Gabelstangen nach oben ist zulässig, weil die Verbindungsschrauben successiv den Zug von der Gabelstange an die Hängschienen übertragen.

Verbindung mit einem Kastengestänge. Bei der Neuschachter Maschine zu Rossitz *) ist, obwohl der Contrabalancier mangelt, das kastenförmige Gestänge im obersten Theile in zwei Stangen von I-förmigem Querschnitt gegabelt und zwischen diesen das Fanglager zur Begrenzung des Auf- und Niederganges angeordnet, wie die Skizzen Fig. 569 und 570 andeuten. Darin sind *a* die zwei Gabelstangen, *b* das fixe, zwischen denselben angebrachte Fanglager, $f\,f_1$ zwei Paare von Fängern, deren jeder an beiden Gabelstangen befestigt ist. Die Fänger schlagen gegen die Auflaghölzer *c*, deren frei vorragende Enden zugleich die Führung der Gabelstangen bilden. Letztere sind unten mit dem Gestänge durch zwei angenietete Schmiedeisenplatten *p* verbunden.

Zur Befestigung der Kolbenstange dient das Schmiedeisenstück *m*, welches durch Fig. 571 und 572 abgesondert dargestellt ist und der leichteren Herstellung wegen aus zwei durch Verzahnung und Schrauben verbundenen Theilen besteht. In der Mitte befindet sich eine Oeffnung mit Muttergewinden für das als Schraube geformte untere Ende der Kolbenstange. Der Keil *n* vertritt die Stelle einer Gegenmutter, indem er die Gewinde der Kolbenstange aufwärts gegen die der Mutter drückt, und hindert zugleich die Drehung der Kolbenstange. Die Gewinde besitzen zwar den Charakter der flachgängigen, doch sind ihre Flächen unter 33^0 gegen einander geneigt, wie Fig. 573 zeigt. Dadurch wird es möglich, die beiden Hälften des Stückes *m* in seitlicher Richtung zu entfernen und daher auch die etwa eingerostete Verbindung leichter zu zerlegen.

Die zwei Gabelstangen *a*, welche I-förmigen Querschnitt besitzen, sind durch 48 conische Stahlschrauben an *m* befestigt; der Querschnitt

*) Illeck, Civilingenieur 1876, Heft 3 und 4, S. 179.

aller 96 Schraubenbolzen zusammen ist 1·6 mal so gross als der des Hauptgestänges.

Die Verbindung gewährt grosse Sicherheit, allein ihre Herstellung war nach Angabe des Constructeurs sehr schwierig und kostspielig.

Einfachere Constructionen sind später für doppeltwirkende Maschinen angegeben; dieselben sind auch für einfachwirkende Maschinen verwendbar und zu dem Zwecke mit Rücksicht darauf zu modificiren, dass hier die Verbindung nur auf Zug in Anspruch genommen ist und daher ein Keil mit Beilagen genügt.

Verbindung mit Iförmigen und Rundeisen-Gestängen. Eine sehr einfache solche Verbindung zeigt Fig. 574 in der Vorderansicht; Fig. 576 ist die Seitenansicht der Lasche, 577 und 578 Auf- und Grundriss des Verbindungsstückes und 575 der Horizontalschnitt.*) Die Verbindung erfolgt durch das schmiedeiserne parallelepipedische, mit zwei Zapfen versehene Stück *a*, an welchem die Kolbenstange *s* durch einen Keil befestigt ist; an den Zapfen sind die Laschen *b* aufgeschoben, die durch conische Stahlschrauben mit den Endrippen des Gestänges verbunden werden.

Mit einem Rundeisen-Gestänge kann die Kolbenstange wie die einzelnen Gestängstücke unter einander vereinigt werden.

Innere Steuerung.

Unter dieser Benennung versteht man bekanntlich die Organe, welche unmittelbar die Dampfvertheilung besorgen, unter äusserer Steuerung dagegen den Bewegungsmechanismus für dieselben.

Zur Dampfvertheilung dienen in der Regel Ventile, selten Schieber. Früherer Zeit hat man auch Kolben oder einen Hahn zur Steuerung in Anwendung gebracht. Vorläufig wird hier nur die Steuerung mit Ventilen ins Auge gefasst, welche, obgleich complicirter als die mit Schieber, doch die gebräuchlichste ist, weil die Ventile, mit Doppelsitz construirt, leicht zu öffnen und zu schliessen sind, sich daher besonders für die Kataraktsteuerung eignen, und weil anderseits bei dem verhältnissmässig langsamen Gange der Wasserhebmaschinen der Nachtheil des Schlagens der Ventile entfällt.

Ausser den eigentlichen Steuerventilen ist ein Apparat zur Aende-

*) Die Verbindung stammt vom Herrn Oberingenieur Sauer in Ostrau, welchem der Verfasser noch mehrere in diesem Werke benützte schätzbare Mittheilungen verdankt.

rung der Dampfeinströmung erforderlich und wird häufig auch ein solcher zur Regulirung der Abströmung angeordnet.

Vor der Detailbeschreibung der inneren Steuerung soll das Spiel der Ventile bei Maschinen mit und ohne Condensation erläutert werden.

Spiel der Ventile bei Condensationsmaschinen. Eine Condensationsmaschine erhält stets drei Steuerventile. Fig. 580 zeigt die Anordnung derselben für eine directwirkende Maschine, wobei des besseren Verständnisses wegen die drei Ventile ober, statt wie bei der gewöhnlichen Ausführung neben einander gestellt sind. Es sind *e* das Einlass-, *g* das Gleichgewichts- und *a* das Auslass- oder Condensatorventil. Das Zuleitungsrohr *E* für den Kesseldampf mündet in den Raum ober dem Einlassventil; der Dampfcanal *x* in den Raum zwischen Einlass- und Gleichgewichtsventil; das Gleichgewichtsrohr *R* verbindet den Raum zwischen *g* und *a* mit dem oberen Cylinderende, und unter dem Ventile *a* endlich schliesst sich das Ausströmungsrohr *A* an, welches den Dampf zum Condensator führt.

Der Allgemeinheit wegen die Maschine mit Expansion und mit Pausen zu Ende des Auf- und Niederganges arbeitend gedacht, ist nun das Spiel der Ventile im Einklange mit dem S. 299 erläuterten Gange der Maschine Folgendes: Bei der tiefsten Stellung des Kolbens und Gestänges sind alle drei Ventile geschlossen, der Raum ober dem Kolben mit expandirtem Dampfe gefüllt. Die äussere Steuerung öffnet zuerst das Auslassventil *a*, so dass der Dampf im oberen Cylinderraume in den Condensator strömt, die Spannung desselben abnimmt und dadurch der folgende Aufgang ermöglicht ist. Bald nach *a* wird auch *e* geöffnet, es tritt frischer Dampf unter den Kolben.

Es sind also nun *e* und *a* offen, unter dem Kolben wirkt Volldruck, ober demselben die Condensatorspannung, Kolben und Gestänge steigen empor. Während dieser Bewegung wird *e* geschlossen, der Dampf wirkt mit Expansion; gegen Ende des Hubes schliesst sich auch *a*, der Kolben kommt zum Stillstand.

In der nun folgenden Pause sind alle drei Ventile geschlossen und es bewegt sich von der ganzen Maschine nichts als die äussere Steuerung, welche endlich das Gleichgewichtsventil *g* öffnet. Es communiciren nun die Räume unter und ober dem Kolben, dieser bewegt sich mit dem Gestänge abwärts, wobei der Dampf, der seine Expansionsspannung unverändert behält, aus dem unteren Cylinderraume in den oberen durch *x*, *g* und das Gleichgewichtsrohr *R* überströmt. Im richtigen Augenblicke wird *g* geschlossen und dadurch die Bewegung zum Stillstand gebracht, es folgt die untere Pause, während deren wieder alle drei Ventile geschlossen sind und nur die äussere Steuerung in Bewe-

gung verbleibt, welche schliesslich das Aus- und Einlassventil öffnet und dadurch einen neuen Kolbenaufgang einleitet.

Bei Balanciermaschinen ist das Spiel der Ventile das gleiche, nur sind die Vorgänge im oberen Cylinderraum dieselben wie früher im unteren und umgekehrt.

Arbeitet die Maschine ohne Expansion, so werden beim Aufgange Ein- und Auslassventil gleichzeitig geschlossen.

Das Condensatorventil *a* könnte auch wegbleiben, ohne im Princip den Gang der Maschine zu stören; dabei würde aber der Cylinderraum auch während des Niederganges stets mit dem Condensator in Verbindung bleiben, was die Seite 301 hervorgehobenen Nachtheile zur Folge hätte.

Spiel der Ventile bei Maschinen ohne Condensation. In diesem Falle sind, wie Fig. 581 andeutet, nur zwei Steuerventile, das Einlassventil *e* und das Auslass-, zugleich Gleichgewichtsventil *a* nothwendig. Das Dampfeintrittsrohr *E*, der Dampfcanal *x* und das Gleichgewichtsrohr *R* sind wie früher situirt; das Austrittsrohr *A* aber ist statt zu einem Condensator, zu einem Vorwärmer oder direct ins Freie geführt.

Unter denselben Voraussetzungen wie früher erfolgt hier der Gang in nachstehender Art. Bei der tiefsten Stellung des Kolbens, während der Pause, sind die beiden Ventile geschlossen, ober dem Kolben befindet sich Dampf von atmosphärischer Spannung. Die äussere Steuerung öffnet das Ventil *e*, der Kolben steigt empor, der Dampf ober demselben strömt durch *R* und *A* ab; während des Aufganges wird *e* wieder geschlossen, der Dampf expandirt; später schliesst sich *a*, wodurch der Hub beendet wird. Während der nun folgenden Pause öffnet sich durch die äussere Steuerung das Auslassventil *a*, der Kolben geht abwärts und der Dampf unter demselben gelangt durch *x* und *a* nach *A*, zum Theil aber auch durch *R* in den oberen Cylinderraum und füllt diesen in dem Maasse als der Kolben sinkt. Die Spannung ober und unter dem Kolben ist dabei wieder nahe die gleiche, und man sieht, dass in Bezug auf das Ueberströmen des Dampfes *a* und *R* dieselbe Rolle erfüllen wie das Gleichgewichtsventil und Gleichgewichtsrohr einer Condensationsmaschine.

Zu Ende des Niederganges wird *a* geschlossen, nach einer Pause *e* geöffnet u. s. w. Bei Maschinen ohne Expansion schliessen sich wieder *e* und *a* gleichzeitig.

Man hat solche Steuerungen ebenfalls mit drei Ventilen ausgeführt; die principielle Anordnung und das Spiel der Ventile sind dabei dieselben wie in Fig. 580, nur führt das Rohr *A* nicht in den Condensator, sondern ins Freie. Beim Niedergange findet daher ebenfalls nur Ueberströmen statt und der Cylinderraum ist dabei gegen Aussen abgeschlossen.

Man beabsichtigte dadurch der Abkühlung des Cylinders vorzubeugen; geht nämlich die Expansion nicht bis auf die atmosphärische Spannung herab, so ist nun der Cylinder beim Niedergange mit stärker gespanntem und nicdt expandirendem, daher heisserem Dampf gefüllt. Bei den neueren Steuerungen findet man indessen diese Rücksicht nicht beobachtet und nur die einfachere Einrichtung mit zwei Ventilen beibehalten.

Pausen. Die Pausen, deren Länge geändert werden kann, dienen zur Regulirung der gehobenen Wassermenge. Für diesen Zweck würde eine Pause für jeden Doppelhub genügen; ein Vortheil der Stillstände ist aber auch der ungestörte Schluss der Pumpenventile, daher eine Pause sowohl zu Ende des Gestängniederganges (untere Pause) als des Aufganges (obere Pause) zweckmässig erscheint.

Wegen Vereinfachung der äusseren Steuerung begnügt man sich indessen doch oft mit einer Pause, und als solche ist die untere vorzuziehen, da es offenbar angemessener ist, das Gestänge während des Stillstandes in geringer, statt in der ganzen Höhe des Hubes ober den Fanglagern schwebend zu erhalten; auch kann der expandirte Dampf unter dem Kolben sich condensiren oder die Kolbenliederung durchdringen, daher das Gestänge zu sinken beginnt und eine obere Pause von grösserer Dauer unmöglich wird. Diese gewährt nur etwa bei directwirkenden Maschinen ohne Condensation den Vortheil, dass der Cylinder mit heissem Dampfe gefüllt bleibt, daher sich weniger abkühlt als bei unterer Pause, während deren der Cylinderraum durch den oberen Dampfcanal mit der freien Luft communicirt.

Dimensionen der Ventile. Unter „lichtem Querschnitte" der Ventile ist hier der nach Abzug der Fläche der Rippen, Stege u. s. w. für den Durchgang des Dampfes verbleibende Querschnitt zu verstehen. Die Kreisfläche der Ventilöffnungen wird daher mit Rücksicht auf diese Verengungen etwas grösser anzunehmen sein.

Die Grösse der Ventilöffnungen soll das wegen der Bewegungshindernisse des Dampfes nothwendige Maass nicht überschreiten, weil sonst auch das Volum der zugehörigen Gehäuse, also der schädliche Raum grösser wird. Nach Prof. Radinger kann man bei rotirenden Maschinen eine mittlere Geschwindigkeit von 30^m für den Dampf annehmen; ist also a der lichte Querschnitt des Einlassventiles, O der Cylinderquerschnitt und v_a die Aufgangsgeschwindigkeit, so wird

$$(47) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad a = \frac{v_a}{30} \, O.$$

Die Ergebnisse dieses Ausdruckes stimmen auch mit neueren Aus-

führungen von einfachwirkenden Maschinen und können beibehalten werden.

Für das Auslassventil einer Maschine ohne Condensation wäre die Niedergangsgeschwindigkeit v_n statt v_a zu setzen, und da v_n kleiner als v_a ist, ergäbe sich das Auslassventil kleiner als das Einlassventil. Nun ist aber eine gewisse Drosselung des einströmenden Dampfes nicht von Nachtheil, während beim abströmenden Dampfe jede Spannungserhöhung im Cylinder einem Effectsverlust gleichkommt. Man findet daher meist den Durchmesser des Auslassventiles 1·1 bis 1·2 mal, daher dessen Querschnitt 1·2 bis 1·4 mal grösser als den des Einlassventiles, wobei der schädliche Raum nur wenig zunimmt.

Ebenso ist für Condensationsmaschinen zur Erleichterung des Ueberströmens eine Vergrösserung des Gleichgewichtsventiles, und um so mehr die des Auslassventiles vortheilhaft, weil dieses bei dem rascher stattfindenden Kolbenaufgange geöffnet ist. So wird der Durchmesser des Gleichgewichtsventiles 1 bis 1·3 mal, der des Auslassventiles 1·4 bis 2 mal grösser genommen als der des Einlassventiles. Bei alten Cornwall-Maschinen steigen diese beiden Verhältnisse sogar bis auf 1·8 und 2·4.

Das Verhältniss des Durchmessers des Auslass- und des Gleichgewichtsventiles variirt zwischen 1·2 und 1·5.

Die Dampfcanäle und Dampfrohre sollen nun einen so grossen Querschnitt erhalten, dass der Querschnitt des Dampfstromes nirgends kleiner wird als in den Ventilen; also das Zuleitungsrohr den Querschnitt des Einlassventils; der untere Dampfcanal denselben Querschnitt wie das Gleichgewichtsventil, weil beim Niedergange beide vom Gleichgewichtsdampfe durchströmt werden; endlich der obere Canal, das Gleichgewichtsrohr und das Abblaserohr mit Rücksicht auf den Aufgang den gleichen Querschnitt wie das Auslassventil.

Bei Maschinen ohne Condensation erfordert der untere Dampfcanal den gleichen Querschnitt mit dem Auslassventile, und ebenso gross kann auch der obere Canal gehalten werden.

Der theoretische Hub der Doppelsitzventile, bei welchem die Geschwindigkeit des Dampfes beim Austritt zwischen den Ventilflächen nicht grösser wird, als innerhalb der Ventilöffnung, beträgt $\frac{1}{8}$ des Durchmessers; wegen der Contraction ist es angemessen, die Ventile so einzurichten, dass der Hub bis auf $\frac{1}{7}$ des Durchmessers gesteigert werden kann. Während des Betriebes lässt sich die Hubhöhe nach Bedarf reguliren.

Die Sitzflächen werden bei den neueren Ventilen eben und sehr schmal hergestellt, bei 0·2 bis 0·3 m Ventildurchmesser nicht breiter als 5 bis 6 Mm. Man kann zur Bestimmung der Sitzflächenbreite s die Formel

$$s = 2 + \frac{1}{4}\sqrt{d}\ \text{Millimeter}$$

benützen, worin d den Ventilöffnungsdurchmesser in Millimetern bedeutet.

Construction der Ventile. Nicht nur wegen leichter Eröffnung, sondern auch wegen geringerer Hubhöhe kommen stets Doppelsitzventile zur Anwendung. Es sind drei Arten derselben zu unterscheiden: Glocken-, Röhren- und Laternenventile, von welchen die ersteren die gebräuchlichsten sind.

Die Ventile und ihre Sitze werden gewöhnlich aus Messing hergestellt. Man macht den Unterschied der Durchmesser der beiden Sitzflächen so gering, als wegen Aufsteckens des Ventiles auf den Sitz thunlich ist, und zwar den äusseren Durchmesser der einer Sitzfläche gleich dem inneren der zweiten Sitzfläche; die Hebung des Ventiles erfolgt dann am leichtesten, auch wird bei gegebener Grösse desselben die Summe der Durchströmungsöffnungen am grössten. Bei der Herstellung ist besonders auf dichten Schluss beider Sitzflächen zu achten.

Glockenventile. Bei diesen besitzt der Ventilkörper eine sphärische Gestalt. Fig. 585 zeigt ein messingenes Glockenventil im Durchschnitt. Der Sitz besteht aus dem Ringe a und der Scheibe s, beide durch Rippen r mit einander verbunden; die Befestigung erfolgt durch die Schmiedeisenschiene b und einen Bolzen. Die Glocke g des Ventils wird durch die Rippen r und n geführt; letztere sind an s angegossen und wegen geringerer Abnützung am Rande etwas verstärkt. Mit der Glocke ist durch Stege eine Nabe verbunden, welche zur Befestigung der Ventilstange v dient. Die Breite der ebenen Sitzflächen beträgt $5\frac{1}{2}$ Mm. Die Glocke ist durch Rippen $p\,q$ verstärkt.

Um einen dichten Schluss zu erzielen, hat man die Glocken ohne Rippen und mit geringer Wandstärke federnd hergestellt, darunter leidet jedoch die Solidität.

Ein ganz ähnlich construirtes, nach unten sich öffnendes Ventil zeigt Fig. 583. Die Ventilstange v ist dabei durch eine Stopfbüchse im Ventilsitz geführt, der letztere durch Flantschen und Schrauben an der Wand des Ventilkastens befestigt.

Bei dem Ventile Fig. 579 erfolgt die Führung der Glocke durch die Rippen r des Ventilsitzes, welche wieder am äusseren Rande eine breitere Gleitfläche besitzen, und durch die Nabe n, welche in eine in der Mitte des Ventilsitzes befindliche Höhlung eingreift, mit der Glocke

durch Stege verbunden ist und nebstdem zur Befestigung der Ventilstange *v* dient.

Ein älteres grosses Doppelsitzventil ist in Fig. 584 *) dargestellt. Der Ventilsitz *v* besteht aus Gusseisen und ist mit doppeltem Falze auf den Rand der Oeffnung des Ventilkastens aufgesetzt. Das Ventil ist ebenfalls aus Gusseisen hergestellt. An den beiden Auflagpunkten *a b* sind jedoch sowohl am Sitz als am Ventil selbst Metallringe festgeschraubt, welche ausgewechselt werden können. Der Sitz ist vier- und das Ventil achtrippig. Abgesehen von den conischen Sitzflächen scheint es nur etwa bei Ventilen von so grossen Dimensionen wie das gezeichnete, welches bei 0·6 m Durchmesser der Oeffnung zeigt, angemessen, besondere Auflagringe anzuwenden.

Röhren- und Laternenventile. Ein Röhrenventil, Fig. 586, ist ein im oberen Theile verengter Hohlcylinder, der durch Rippen mit der Nabe in Verbindung steht, mittelst welcher das Ventil an der Stange *v* aufgehängt ist. Der Sitz besteht aus zwei Ringen *r*. Die Construction gewährt den Vortheil, dass der Dampf von unten aus dem Rohre *E* in einen seitlichen Canal *c* geleitet werden kann, das Ventil sich doch gegen oben öffnet und durch den Dampfdruck geschlossen erhalten wird. Die zwei abgesonderten Sitze erschweren aber die Montirung; man könnte zwar die Sitze durch verticale Stege zu einem Ganzen vereinigen, diese Stege würden jedoch den Durchgangsquerschnitt für den Dampf vermindern, auch ist dann wieder die Befestigung der beiden Unterflächen des Ventilsitzes schwieriger. Die Form des Gehäuses ist eine complicirtere und die seitliche Ableitung des Dampfes nur in einzelnen Fällen nothwendig.

Die Laternenventile unterscheidan sich von den vorigen dadurch, dass auf den Sitzen *r r* Teller- oder Kegelventile liegen, welche, durch Rippen zu einem Ganzen verbunden, das Doppelsitzventil bilden. Der Dampf wird in den Raum ober und unter dem Ventil geleitet, tritt von dort an den Sitzflächen vorüber in den Raum zwischen beiden Tellern und schliesslich in ein Seitenrohr. Die Form des Ventilkastens wird dabei noch complicirter.

Ventilkasten. Dieser ist das Gehäuse, welches die Ventile umschliesst. Bei seiner Construction ist erstlich darauf zu achten, dass der schädliche Raum, also nach Fig. 580 der Raum zwischen den Ventilen *e*, *g* und der unteren Kolbenfläche möglichst gering ausfalle; es soll daher auch der Dampfcanal *x* thunlichst kurz sein. Ferner sind alle Querschnitte, welche der Dampf innerhalb des Kastens zu durchströmen

*) Coquerill's Portefeuille, S. 184, Taf. 19.

hat, nicht kleiner zu machen, als die früher ermittelten Ventil- oder Canalquerschnitte. Die Ventilstangen sollen wegen Anschlusses der äusseren Steuerung frei herausragen, daher man die Ventile gewöhnlich neben einander legt. Der Ventilkasten, der besonders für die drei Ventile einer Condensationsmaschine stets complicirt ausfällt, soll kein zu schwieriges Gussstück abgeben.

Ober den Ventilen befinden sich im Kasten Oeffnungen mit Deckeln behufs Herausnehmens der Ventile; liegen die letzteren weit unten, so werden die Deckel zur Verminderung des schädlichen Raumes tief eingelassen. An den tiefsten Punkten des Kastens sind Condensationswasserhähne anzubringen.

Die Wandstärke der cylindrischen Theile kann wie für Dampfröhren gleichen Durchmessers, die der ebenen Theile soll entsprechend grösser genommen werden, und es sind diese ebenen Platten möglichst durch Rippen zu verstärken.

Der Ventilkasten wird wie der Dampfcylinder mit einem schlechten Wärmeleiter umgeben; zuweilen erhält derselbe eine Hülle aus ebenen dünnen Blech- oder Gusseisenplatten, welche mit Gesimsen oder anderen Verzierungen ausgestattet werden; hinter diese Hülle kommt dann das Ausfüllungsmaterial.

Mit dem Dampfcanale wird der Ventilkasten durch Flantschen verbunden. Bei grösserem Gewichte und wenn er zugleich als Träger für die äussere Steuerung dient, soll der Kasten noch durch das Maschinen-Fundament gestützt werden.

Dampfrohre. Der Querschnitt derselben wurde S. 353 angegeben. Das Gleichgewichtsrohr *R*, Fig. 580 und 581, erleidet bei seiner grösseren Länge eine merklich andere Ausdehnung als der Dampfcylinder und soll derart befestigt sein, dass eine Verschiebung möglich ist; man stellt dasselbe in eine Art Stopfbüchse auf dem Ventilkasten, die mit Hanfzöpfen gedichtet ist, oder kittet das Rohrende in einen am Ventilkasten befindlichen Muff ein. Hierdurch ist auch die Montirung erleichtert. Auch die Dampfrohre werden mit schlechten Wärmeleitern umgeben.

Ventilkästen für Maschinen ohne Condensation. Fig. 588 ist der Längen- und 587 der Querschnitt des zweckmässig und compendiös construirten Ventilkastens der Wasserhebmaschine des Neuschachtes bei Rossitz. *) Der Kasten *V* ist vorn und rückwärts durch verticale ebene Wände begrenzt, an deren Rändern sich nach Fig. 587 Rippen befinden; zwischen diesen wird die Aussenfläche mit einer schlecht wärmeleitenden

*) Illeck, Civilingenieur 1876, S. 162.

Umhüllung bekleidet. Im Inneren befinden sich die Oeffnungen *ea* für Ein- und Auslassventil; *x* ist der zum unteren Cylinderende führende Canal, dessen Wände durch eine mittlere Rippe *r* verstärkt sind, *R* das Gleichgewichts-, *E* das Ein- und *A* das Ausströmungsrohr.

In *v* ist der Admissionsapparat, ein Doppelsitzventil, in *w* ein ebenso geformtes Ventil zur Regulirung der Ausströmung des Dampfes aus dem Cylinder angebracht. Wegen der leichteren Herstellung sind am Kasten nicht nur oben, sondern auch unten Oeffnungen mit Deckeln angebracht. Das Einlassventil öffnet sich nach oben, das Auslassventil nach unten; das letztere wird in der Richtung von unten gegen oben vom Dampfe passirt, dessen Druck daher auf Schluss des Ventils wirkt.

Das Ganze ist ausser durch die Verbindung mit dem Cylinder noch durch angegossene verrippte Platten *p* gestützt, welche auf Quadern in den Seitenmauern des Fundamentes frei aufruhen; *o* sind Oeffnungen, an welche sich Röhren mit Hähnen zum Ablassen des Condensationswassers anschliessen.

Noch eine verhältnissmässig einfache Construction des Ventilkastens zeigen Fig. 597 im Verticalschnitte, 598 im Horizontalschnitte nach *AB*, 599 und 600 in Querschnitten nach *CD* und *EF*. Der Kasten enthält der Höhe nach nur eine in Fig. 598 durchschnittene Abtheilung, an welche sich unten der zum Cylinder geführte Dampfcanal *x* anschliesst; in *aa* und *e* befinden sich das Aus- und Einlassventil; bei *E* findet die Einströmung des frischen Dampfes statt, und es schliesst sich hier der in Fig. 586 dargestellte Kasten mit dem Admissionsventil an, welchem der Dampf von unten zutritt. Ebenso ist auch das Auslassventil *a* als Röhrenventil geformt; von dem oberen Sitze desselben an ist die Wand *w*, Fig. 598, zu einem ganzen Hohlcylinder ergänzt, um den genannten Sitz ringsherum zu stützen. Der Dampf, welcher bei offenem Auslassventile aus dem Canal *x* kommt, gelangt durch *a* nach dem rückwärtigen Raume *M*. An diesen schliessen sich mittelst Stopfbüchsen zwei Rohre *R* (siehe auch Fig. 599), von welchen eines mit dem Abblaserohre, das andere mit dem oberen Cylinderende communicirt. Unter den beiden Ventilen, sowie unter den Rohren *R* befinden sich Oeffnungen *d* zur leichteren Befestigung der Gusskerne. Die ebenen, horizontalen Wände des Dampfcanales sind durch einen Steg *s* und die des eigentlichen Ventilkastens durch zwei solche Stege s_1 verbunden und verstärkt.

Die Röhrenventile sind jedoch, wie früher bemerkt, weniger zweckmässig als Doppelsitzventile.

Getrennte Ventilkästen. Ist der Raum vor dem Cylinder beschränkt, zu beiden Seiten dagegen frei, so kann man wie am Schacht Reunion zu Mariemont nach Fig. 596 Ein- und Auslassventil *ea* in be-

sondere Kästen legen; E ist dabei das Ein-, A das Austritts- und R das Gleichgewichtsrohr. Das Ausblaserohr A ist horizontal fortgeführt. Der Schieber s dient zur Regulirung der Admission, s_1 zu gleichem Zwecke für die Ausströmung. Indessen erhält dabei der Apparat für die äussere Steuerung eine grössere Breite und erfordert doch auch einen gewissen Raum vor dem Cylinder.

Ventilkästen für Condensationsmaschinen. Einen solchen Kasten zeigen Fig. 590, 592 und 593 in der Vorder- und Seitenansicht und im Grundrisse; Fig. 591 ist der Verticalschnitt nach AB und 594 der Querschnitt nach CD. Es ist E das Dampfzu- und A das -Ableitungsrohr, x der in das untere Cylinderende mündende Dampfcanal; e, g und a sind die Oeffnungen für das Einlass-, Gleichgewichts- und Auslassventil. Einlass- und Gleichgewichtsventil befinden sich in der durch eine Querwand w, Fig. 594, geschiedenen hinteren Abtheilung, der Raum unter dem Gleichgewichtsventile g communicirt mit der vorderen Abtheilung, welche das Auslassventil a enthält und durch zwei hohle Säulen R mit dem oberen Cylinderende in Verbindung steht. Beim Aufgange ist e und a geöffnet, der frische Dampf strömt aus E, Fig. 591, durch e und x in den Cylinder, der verbrauchte kommt durch R, Fig. 590, in den vorderen Theil des Ventilkastens und von hier durch a in das Ausblaserohr. Beim Niedergange, wo nur g geöffnet ist, strömt der Dampf aus dem unteren Cylinderende durch x, Fig. 591, und g abwärts in den Vordertheil des Ventilkastens und von hier durch die Röhre R, Fig. 590, zum oberen Cylinderende.

Ferner wäre der bei zweicylindrigen Maschinen beschriebene Ventilkasten, Fig. 829, des kleinen Cylinders in gleicher Construction für eine eincylindrige Condensationsmaschine verwendbar.

Ventilkästen für Balanciermaschinen. Fig. 617 ist der Längen- und 619 der Querschnitt, 618 zur Hälfte der Grundriss und der Horizontalschnitt des Ventilkastens einer Balanciermaschine ohne Condensation. Es ist E das Dampfzuleitungsrohr, r das Regulirungsventil, e das Einlass- und a das Auslassventil, an welches sich das zum unteren Cylinderende und zum Ausblaserohr geführte Rohr R anschliesst. Der frische Dampf strömt von dem Raume ober r zu beiden Seiten des Cylinders c in den Raum ober dem Einlassventil e und durch dieses und den Canal x in das obere Cylinderende; der verbrauchte Dampf gelangt aus x durch a nach R. An die Ventilgehäuse schliesst sich oben eine rechteckige Platte, auf welcher vier Säulen s, Fig. 618, zur Befestigung der Axen der Ventilhebel aufgestellt sind.

Für Maschinen mit Condensation wird natürlich die Anordnung wieder complicirter. Eine gebräuchliche und gute Disposition zeigt

Fig. 603; dabei ist E das Dampfzuleitungs-, A das zum Condensator führende und R das Gleichgewichtsrohr; e, g und a sind Einlass-, Gleichgewichts- und Auslassventil; r das zur Regulirung der Admission dienende Ventil, x der zum oberen und y der zum unteren Ende des Dampfcylinders führende Canal. Die Dampfvertheilung ist aus der Zeichnung ohne weitere Erklärung verständlich. Im Rohre R kann eine Drosselklappe zur Regulirung des Gestängniederganges angebracht werden.

Zuweilen ist das Gleichgewichtsventil an das untere Cylinderende verlegt; dies ist jedoch fehlerhaft, weil dann das ganze Volum des Rohres R als schädlicher Raum wirkt.

Aeussere Steuerung.

Die äussere Steuerung der einfachwirkenden Maschinen hat die Aufgabe, die S. 350 angegebenen Bewegungen der Ventile hervorzubringen. Sie wird in der Regel auf die Erzielung von Pausen eingerichtet, denn diese bilden ja eben den Hauptvortheil der Maschinen ohne Rotationsbewegung.

Während dieser Pausen müssen die Steuerungsventile sämmtlich geschlossen sein. Das Ende eines Hubes oder der Beginn der Pause wird daher durch den Schluss von dem einen oder den zwei Ventilen hervorgerufen, welche während des Hubes geöffnet waren, der Anfang des folgenden Hubes oder das Ende der Pause ist durch die Oeffnung der anderen Ventile bestimmt.

Der Schluss der Ventile muss also stattfinden, während die Maschine noch in Bewegung ist und kann durch diese selbst erfolgen. Die Oeffnung der Ventile aber kann nicht direct von der Maschine bewirkt werden, weil sich diese während der Pause in Ruhe befindet.

Zur Oeffnung der Ventile dienen aus diesem Grunde besondere Apparate, K a t a r a k t e, von welchen die ganze äussere Steuerung den Namen K a t a r a k t s t e u e r u n g führt. Ein Katarakt besteht dem Princip nach aus einem Gewicht, welches von der in Bewegung befindlichen Maschine emporgehoben wird und dann, sich selbst überlassen, niedersinkt, diese Bewegung fortsetzt, nachdem die Maschine zur Ruhe gekommen ist, und endlich durch geeignete Transmission die Oeffnung des Ventiles bewirkt.

Um die Dauer der dadurch erzielten Pause reguliren zu können, wird dem Niedergange des Gewichtes ein beliebig abzuändernder Widerstand entgegengesetzt. Meistens verwendet man dazu einen von dem Gewicht bewegten Pumpenkolben, welcher Oel oder Wasser durch eine Oeffnung drückt, deren Querschnitt vergrössert oder verkleinert werden

kann. Der Kolben wird anfangs durch das Gewicht beschleunigt; da aber der hydraulische Widerstand mit der Geschwindigkeit wächst, erreicht diese bald einen Werth, der bei der weiteren Bewegung unverändert bleibt und erst zu Ende durch den Widerstand gegen die Eröffnung des Ventiles wieder vermindert wird. Je kleiner die Oeffnung für das Ausströmen der Kataraktflüssigkeit, desto geringer ist die Geschwindigkeit des Gewichtes, desto länger die Pause.

Die Gewichte, welche zur Oeffnung der Ventile dienen, sind gewöhnlich durch eine Einklinkung festgehalten, die erst durch den Katarakt ausgelöst wird. Dadurch ist eine rasche, nicht schleichende Eröffnung der Ventile erzielt.

Im Folgenden werden zuerst die Steuerungen überhaupt, sodann speciell die Bewegungsmechanismen der Katarakte, endlich die Details der Steuerung betrachtet. Da die Katarakte und die sonstigen Theile der äusseren Steuerung sich nicht genau scheiden lassen, so ist einleuchtend, dass einzelne Steuerungen erst bei Betrachtung der Katarakte in ihrem ganzen Zusammenhange geschildert werden können.

Vor Allem soll jedoch das oben angegebene Princip dieser Steuerungen an einem Beispiele erläutert werden, zu welchem Zwecke es genügt, ein einziges Ventil ins Auge zu fassen. Unter „Hub" wird im Folgenden stets nur die Periode der Bewegung des Gestänges und Dampfkolbens verstanden, gleichgiltig, ob diese Bewegung auf- oder abwärts gerichtet ist.

Principielle Einrichtung der Kataraktsteuerungen. Es sei Fig. 604 *e* eines der Steuerungsventile, z. B. das Einlassventil einer direktwirkenden Maschine ohne Condensation, welche nur zwei Ventile enthält.

An der Stange des Ventiles befindet sich oben ein Gewicht oder eine Feder, welche im Verein mit dem Dampfdruck das Ventil stets zu schliessen suchen; ferner enthält die Ventilstange einen Schlitz, in welchen der zweiarmige Hebel *m* eingreift. Oeffnung und Schluss des Ventiles werden nun durch die fest gelagerte Steuerungswelle *w* vermittelt, an welcher folgende vier Bestandtheile angebracht sind: ein Daumen (Drücker) *d*; ein Zahn *z*; ein Hebel mit Gewicht *q*; der Steuerungshebel *h*. Der Zahn *z* steht in Berührung mit einem zweiten Zahn an einem Hebel *f*, der Klinke oder Fallklinke. Zum Schliessen des Ventiles dient die Steuerstange *S*, welche von der Maschine gleichzeitig mit dem Kolben auf- und niederbewegt wird und mit einem auf den Hebel *h* wirkenden Vorsprunge, der Knagge *k*, versehen ist; zur Oeffnung die Kataraktstange *s*, welche durch den sogleich zu beschreibenden Katarakt *c* während der Pause bei tiefster

Kolbenstellung aufwärts bewegt wird und einen Schlitz enthält, in welchen die Fallklinke *f* eingreift.

Während der Pause bei tiefster Kolbenstellung besitzen die bisher beschriebenen Theile die gezeichnete Stellung; das Ventil *e* ist geschlossen, das Gewicht *q* gehoben, der Zahn *z* wird durch die Fallklinke *f* gehalten und daher die Welle *w* an der Drehung durch das Gewicht *q* verhindert. Es bewegt sich jedoch die Stange *s* langsam aufwärts und hebt schliesslich die Fallklinke *f* so weit empor, dass dieselbe den Zahn *z* verlässt. Dadurch wird die Welle *w* frei, das Gewicht *q* fällt auf seine Unterlage, dreht die Welle sammt allen daran befindlichen Theilen, der Daumen *d* schlägt den einen Arm des Hebels *m* nieder und hebt den anderen, daher wird das Einlassventil geöffnet und der Kolben, sowie die Steuerstange *S* steigen empor.

Die Theile nehmen nun die in Fig. 605 skizzirte Stellung ein. Die Steuerstange *S* steigt empor, die Knagge *k* hebt gegen Ende des Hubes den Hebel *h* und dreht die Steuerwelle wieder in die frühere Stellung; der Daumen *d* hebt sich vom Hebel *m* ab, daher das Ventil *e* sich schliesst und der Aufgang beendet wird. Da mittlerweile auch die Kataraktstange *s* wieder abwärts gezogen wurde, kann die Klinke *f* in den Zahn *z* einfallen und das Ganze verbleibt in der nun wieder eingetretenen Stellung Fig. 604 bis zum nächstfolgenden Aufgange.

Der Katarakt *c*, Fig. 604, ist ein mit Wasser oder Oel gefüllter Behälter, in welchem ein mit Mönchkolben *u* versehener Cylinder *o* befestigt ist, an dessen Boden sich ein Ventil befindet. Der Aufgang dieses Ventiles ist durch eine feste Widerlage begrenzt und erfolgt stets bis zu gleicher Höhe, der Niedergang jedoch nur bis zu einer Entfernung vom Sitz, welche durch einen unter dem Ventil befindlichen Hebel und die Zugstange *y* regulirt wird. Der Katarakthebel *i* ist bei *n* drehbar befestigt, mit dem Mönchkolben *u* und durch einen zweiarmigen Hebel mit der Kataraktstange *s* in Verbidung, endlich nöthigenfalls durch ein Gewicht beschwert.

Aus dem Früheren geht hervor, dass die Stange *s* während der Pause aufwärts und während des folgenden Hubes wieder abwärts bewegt werden muss. Erstere Bewegung erfolgt durch die Belastung des Hebels *i*, und zwar um so langsamer, je tiefer die Stange *y* gestellt ist; um so länger dauert es auch, bis die aufgehende Stange *s* die Oeffnung des Steuerventiles bewirkt, und es wird auf diese Weise die Dauer der Pause regulirt.

Der Niedergang der Stange *s* während des folgenden Hubes dagegen erfolgt gleichzeitig mit dem Aufziehen des Kataraktes durch die Steuerstange *S*, welche mittelst einer Knagge *l* den Hebel *i* emporhebt;

damit der Niedergang von *s* durch die Fallklinke *f* nicht gestört wird, muss der Schlitz in *s* eine grössere Länge besitzen.

Der Gang, im Zusammenhange dargestellt, ist nun folgender. In der unteren Pause geht der Katarakthebel *i* nieder, *s* steigt empor und löst die Steuerwelle aus, die Stellung Fig. 605 tritt ein, das Ventil *e* öffnet sich, Kolben und Steuerstange *S* gehen aufwärts. Gegen Ende des Aufganges schliesst *S* mittelst *k* und *h* das Steuerventil, wodurch wieder die Stellung Fig. 604 eintritt und die Maschine zum Stillstand kommt; nebstdem zieht *S* mittelst der unteren Knagge *l* den Katarakt auf und bewegt zugleich die Stange *s* abwärts, so dass *f* einfallen kann. Während der nun folgenden, durch einen zweiten Katarakt bestimmten oberen Pause ist also *h* durch *k* und *i* durch *l* in der höchsten Stellung erhalten. Der zweite Katarakt öffnet nun das Auslassventil, Kolben und Steuerstange *S* bewegen sich abwärts. Der Hebel *h* folgt dieser Bewegung so lange, bis *z* durch *f* aufgehalten wird. Der Hebel *i* folgt ebenfalls, es beginnt daher das Spiel des Kataraktes und dauert während des Niederganges, sowie der folgenden Pause, bis *s* wieder das Einlassventil öffnet und ein neuer Aufgang beginnt.

Es ist einleuchtend, dass durch eine zweite Steuerwelle und einen zweiten Katarakt, bei entsprechender Stellung der Hebel, die Bewegung des Auslassventils in ähnlicher Art regulirt und eine obere Pause erzielt werden kann.

Modifikationen der beschriebenen Einrichtung. Ist der Hebel *m*, Fig. 604, nach Fig. 613 einarmig, wobei derselbe durch einen Schlitz der Ventilstange geführt ist, so muss die Steuerwelle unter demselben liegen und der Daumen die gegen Fig. 604 verwendete Stellung erhalten. Ist das Ventil beim Niedergange der Steuerstange zu schliessen, so müssen nach Fig. 601 der Daumen *d*, der Zahn *z* und der Hebel für das Gewicht *q* die gegen Fig. 604 entgegengesetzte Stellung erhalten. Es wird dann von der niedergehenden Steuerstange mittelst der Knagge *k* und des Hebels *h* die Welle derart gedreht, dass der Drücker *d* den Ventilhebel *m* verlässt und das Ventil sich schliesst. Die Oeffnung des Ventiles dagegen erfolgt wie früher, indem die aufsteigende Kataraktstange die Fallklinke *f* hebt und dann das niederfallende Gewicht *q* die Welle in der entsprechenden Richtung dreht.

Statt des Daumens *d*, Fig. 604, und Hebels *m* wird nach Fig. 611 auch nur ein unmittelbar an der Steuerwelle *w* befestigter Hebel *d* verwendet, welcher in einen Schlitz der Ventilstange greift oder mittelst Zugstange dieselbe bewegt. Die Zugstange *z* kann dabei nach Fig. 608 direct oder erforderlichen Falles nach Fig. 609 durch einen Winkelhebel mit der Ventilstange verbunden werden; zweckmässig ist es, die

Stellung bei geschlossenem Ventil derart anzunehmen, dass die Stange *z* mit dem Hebel *d* in derselben Geraden liegt, weil dann zur Hebung des Ventiles von seinem Sitz die geringste Kraft, also ein kleines Fallgewicht erfordert wird.

Soll die Kataraktstange das Ventil beim Niedergange statt beim Aufgange öffnen, so wird die Fallklinke *f* nach Fig. 610 unter die Steuerwelle *w* gelegt, über ihren Drehpunkt *o* hinaus verlängert und mit einem Gegengewicht versehen, der Zahn *z* kommt an die Unterseite der Steuerwelle, die sonstigen Theile sind wie in Fig. 604 angeordnet. Das Gewicht Fig. 610 erhält die Klinke *f* für gewöhnlich eingerückt, und diese wird, wie verlangt, durch die abwärts gehende Kataraktstange von der Welle entfernt, letztere ausgelöst und das Ventil geöffnet.

Auf diese Art ergibt sich oft eine einfachere Anordnung, indem dann die Kataraktstange *s*, Fig. 604, mit dem Hebel *i* direct verbunden werden kann.

Liegt der Drehpunkt der Klinke *f*, Fig. 604, zwischen der Steuerwelle und der Kataraktstange, so legt man in Fig. 604 und 601 die Klinke unter die Steuerwelle, in Fig. 610 ober dieselbe; so ergibt sich z. B. statt Fig. 604 die Anordnung Fig. 614.

Will man den Hebel, an welchem das Gewicht *q*, Fig. 604, hängt, sowie die Gewichtsstange an die andere Seite der Welle *w* legen, so wird in der Gewichtsstange ein zweiarmiger Hebel eingeschaltet, dessen Drehpunkt *r* entweder nach Fig. 615 ober die Steuerwelle oder nach Fig. 612 unter dieselbe kommt; das Gewicht *q* sucht in beiden Fällen die Welle nach der gleichen Richtung wie in Fig. 604 zu drehen, daher wieder alle anderen Theile wie dort verbleiben.

Diese Andeutungen genügen, um bei allen vorkommenden Anordnungen der Steuerung, auch wenn mehrere der genannten Forderungen combinirt auftreten sollten, stets die passende Einrichtung ausfindig zu machen.

Es wurde ferner bemerkt, dass der Katarakt, welcher einen Hub (z. B. den Aufgang) eingeleitet hat, während dieses Hubes wieder aufgezogen werden muss, damit die Kataraktstange zurückgeht und die Fallklinke einfallen lässt. Der Katarakt bleibt dann während der folgenden (oberen) Pause in Ruhe, spielt während des zweiten Hubes (Niederganges) nebst zugehöriger (unterer) Pause und beendet diese durch abermalige Oeffnung des (Einlass-) Ventils. Solche Katarakte heissen freigehende. Statt dessen verwendet man auch gehemmte Katarakte, welche nach erfolgtem Aufziehen in der dabei erlangten Stellung

festgehalten und erst bei Beginn der zu regulirenden Pause ausgelöst werden, so dass dieselben nur während dieser Pause spielen.

Endlich lässt man die Ventilhebel direct durch die Kataraktstange bewegen, wobei die Einklinkung wegfällt.

Erzielung der Expansion. Wenn der Dampf mit Expansion wirken soll, so lässt sich dies auf zwei Arten erreichen:

1) Der zum Schluss des Einlassventiles dienende Hebel h, Fig. 677, wird auf eine gewisse Länge geradlinig hergestellt. Die zugehörige Knagge an der Steuerstange befinde sich bei der tiefsten Stellung des Dampfkolbens und der Steuerstange in k_0. Während des Aufganges erreicht nun die Knagge den Hebel bei der Stellung k; auf dem Wege $k\,k_1$ werde das Einlassventil geschlossen, so dass bei k_1 die Expansion beginnt; der Hebel dreht sich noch weiter, wobei todter Gang eintritt, so dass die Ventilstange von dieser Bewegung nicht mehr beeinflusst wird. Ist der Hebel in die höchste Stellung gelangt, so liegt seine geradlinige Verlängerung parallel zur Steuerstange S, die Knagge gleitet am Hebel fort, ohne denselben weiter zu bewegen, bis bei einer Stellung k_2 der Knagge der Hub beendet ist. Während des Weges $k_0\,k_1$ der Steuerstange findet daher Volldruck, während $k_1\,k_2$ Expansion statt, und da der Weg der Steuerstange dem des Dampfkolbens proportional ist, so muss der Hebel entsprechend dimensionirt und die Knagge k so gestellt werden, dass für einen gewünschten Expansionsgrad ε

$$\frac{k_0\,k_2}{k_0\,k_1} = \varepsilon$$

wird.

Soll die Expansion geändert werden können, so richtet man die Knagge k an der Steuerstange stellbar ein. Will man z. B. schwächere Expansion erreichen, so stellt man die Knagge tiefer, so dass sie sich zu Anfang des Hubes in k_3 statt in k_0 befindet. Beim Aufgange legt nun die Steuerstange, vorausgesetzt, dass der Hub ungeändert bleibt, einen ebenso langen Weg als früher $k_3\,k_4 = k_0\,k_2$ zurück, die Expansion beginnt wie früher bei der Stellung k_1, es ist daher der Expansionsgrad

$$\frac{k_4\,k_3}{k_1\,k_3} = \frac{k_0\,k_2}{k_3\,k_1},$$

kleiner als früher.

Der Hebel h muss eine genügende Länge erhalten, damit derselbe auch bei der stärksten Expansion, wo die Knagge am höchsten gestellt ist, von dieser nicht verlassen wird, und es ergibt sich diese Länge bei starker Expansion zu gross. Gebräuchlicher ist daher das folgende Mittel.

2) Es wird nach Fig. 679 eine Knagge k von grösserer Länge verwendet. Der Steuerhebel h ergibt sich dabei verhältnissmässig kurz und erhält die angedeutete Krümmung. Hier dreht nun die Knagge den Hebel h zuerst so weit, dass das Ventil geschlossen wird, dann folgt todter Gang und endlich schleift die Knagge an dem ruhenden Hebel; ist k_0 die tiefste Stellung des oberen Endes der Knagge, k_1 die Stellung, bei welcher das Ventil geschlossen wird, k_2 die höchste Stellung, so gilt für die Abstände dieser Stellungen die gleiche Beziehung wie früher. Die Expansion kann wieder durch Verstellung der Knagge geändert werden und die letztere muss lang genug sein, dass auch bei der stärksten Expansion, also bei höchster Stellung der Knagge, der Steuerhebel bis zu Ende des Hubes in der Lage h_1 verbleibt.

Anwendung auf Maschinen mit zwei Steuerventilen. Bei Maschinen ohne Condensation sind gewöhnlich zwei Steuerventile vorhanden. Da die Bewegungen derselben von einander ganz unabhängig sein müssen, erhält jedes Ventil eine besondere Steuerwelle mit den in Fig. 604 angegebenen Theilen. Zum Schluss der Ventile kann eine gemeinschaftliche Steuerstange mit zwei an entgegengesetzten Seiten angebrachten Knaggen verwendet werden. Das eine Ventil wird jedoch beim Kolbenaufgange, das andere beim Niedergange, daher bei der entgegengesetzten Bewegung der Steuerstange, geschlossen; für das eine Ventil ist daher die Einrichtung Fig. 604, für das andere Fig. 601 entsprechend.

Soll nur eine, und zwar die untere Pause erzielt werden, so genügt ein einziger Katarakt, welcher das Einlassventil zu öffnen hat. Es muss dann zu Ende des Aufganges durch die Maschine nicht nur das Einlassventil geschlossen, sondern auch das Auslassventil geöffnet werden.

Für die Erzielung einer oberen und unteren Pause kommen zwei Kataraktstangen für die beiden Ventile zur Anwendung, deren eine während der oberen, die andere während der unteren Pause in Bewegung ist, und welche entweder von zwei einfachwirkenden, oder von einem doppeltwirkenden, d. h. einem Katarakt bewegt werden, bei welchem sich der Auf- und Niedergang hemmen lässt und die erste dieser Bewegungen auf Hebung der einen, die zweite auf Hebung der anderen Kataraktstange wirkt.

Bei einem doppeltwirkenden Katarakt genügt auch eine einzige Kataraktstange, welche dann mit zwei Schlitzen für die beiden Fallklinken versehen ist, mit dem Kataraktkolben auf- und niederbewegt wird und abwechselnd die eine und die andere Fallklinke aushebt.

Endlich kann mittelst eines einfachwirkenden Kataraktes die succes-

sive Oeffnung beider Steuerventile, also eine doppelte Pause erzielt werden.

Maschinen mit drei Steuerventilen. Für Maschinen mit drei Steuerventilen, welche Anzahl bei Condensationsmaschinen stets angeordnet wird, sind drei Steuerwellen erforderlich. Da zur Schliessung der drei Ventile ebenso viel Knaggen nothwendig sind, deren Verlegung an eine einzige Steuerstange eine Verstellung der Knaggen erschwert, so verwendet man häufig eine doppelte, d. h. aus zwei in geringem Abstande von einander befindlichen Theilen $S S_1$, Fig. 616, bestehende Steuerstange; an der einen Rundstange S wird die für veränderliche Expansion eine grössere Verstellung erfordernde Knagge k des Einlassventils angebracht, welche beim Aufgang auf den zugehörigen Steuerungshebel h wirkt, an der anderen befinden sich die Knaggen k_1 k_2, von welchen k_1 beim Aufgange mittelst des Hebels h_1 das Auslass- und k_2 mittelst h_2 beim Niedergange das Gleichgewichtsventil schliesst.

Die Oeffnung des Auslassventils erfolgt früher als die des Einlassventils, damit der Dampf sich früher condensiren kann (vergl. S. 350); auch ist dabei der Vortheil erreicht, dass der beim Aufgange stattfindende Zug im Gestänge nicht plötzlich eintritt, sondern schon durch die Condensation eine gewisse Spannung entsteht. Jedoch kann das Einlassventil stets in nahe gleicher, kurzer Zeit nach dem Auslassventil geöffnet werden, daher genügt für beide eine gemeinschaftliche Kataraktstange und folglich auch ein Katarakt. Es sind mithin für doppelte Pausen wieder zwei einfachwirkende Katarakte oder ein doppeltwirkender nothwendig, auch kann man in letzterem Falle wie früher eine einzige Kataraktstange anwenden, oder endlich durch einen einfachwirkenden Katarakt mit nur einer Stange die successive Oeffnung aller drei Ventile bewirken. Jedoch sind dann die erforderlichen drei Stellvorrichtungen an der Stange schwer anzubringen, daher meist zwei Kataraktstangen genommen werden.

Balanciermaschinen. Bisher wurde stets eine directwirkende Maschine vorausgesetzt. Bei einer Balanciermaschine ist die Dampfvertheilung ganz die gleiche, nur dass Auf- und Niedergang des Kolbens ihre Rollen wechseln. Die Bewegungen, welche die Steuerstange und alle sonstigen Theile beim Kolbenaufgange der directwirkenden Maschine verrichten, müssen beim Kolbenniedergange der Balanciermaschine stattfinden und umgekehrt. Da aber bei der letzteren das Gestänge sich wieder entgegengesetzt dem Kolben bewegt, so stimmt für den Auf- sowohl als für den Niedergang des Gestänges das Spiel der Steuerung bei beiden Arten von Maschinen überein.

Die untere Pause ist also hier jene, bei welcher sich das Gestänge

in der tiefsten, der Kolben in der höchsten Lage befindet; bei der oberen Pause sind diese Stellungen die umgekehrten u. s. w.

Anordnung. Fig. 607 zeigt im Grundrisse die gewöhnliche Anordnung der Kataraktsteuerungen. *C* ist der Dampfcylinder, *V* der Ventilkasten. Auf oder unmittelbar vor diesem sind Säulen *r* aufgestellt, welche oben durch einen Rahmen vereinigt sind, der noch durch das Gleichgewichtsrohr *R* seine Stütze findet; zuweilen ersetzen zwei von den hohlen Säulen *r* das Rohr *R*. An den rückwärtigen Säulen *r* ist ein Führungsrahmen für die Ventilstangen *v*, oft nur durch eine entsprechend gekrümmte, mit drei Oeffnungen versehene Schmiedeisenstange gebildet, befestigt. An den vorderen Säulen befinden sich die Lager für die Steuerungswellen, welche ober einander liegen und an denen die Steuerhebel so zu befestigen sind, dass sie von den Knaggen an der einfachen oder doppelten Steuerstange *S* bewegt werden. Zuweilen sind die Steuerwellen auch in dieselbe Gerade gelegt, oder eine davon wird hohl hergestellt und auf die andere lose aufgeschoben, wobei die letztere nur als Stützpunkt dient. Auch kann eine Welle als Stützpunkt für einen lose daraufgesteckten Hebel fungiren. Die Ventilhebel und Fallklinken erhalten ihre Drehpunkte je nach Umständen an den vorderen oder rückwärtigen Ständern *r*.

Die Stange *S* besitzt eine Führung oben an dem Rahmen, der die Säulen *r* verbindet, eine zweite am Ventilkasten, unter dem Fussboden des Steuerungsraumes. Die Kataraktstangen kommen gewöhnlich nach $s\,s_1$, die zugehörigen Zähne daher an das freie Ende der Steuerwellen. Die Katarakte selbst werden in einem tieferen Raume oder seitwärts aufgestellt.

Die Gewichtshebel können an beliebiger Stelle der Steuerwellen angebracht sein; die Gewichte selbst befinden sich ebenfalls unter dem Fussboden. Ist einer dieser Hebel dem Dampfcylinder zugewendet, so verlegt man denselben, um die Gewichtstange hinabführen zu können, an dasjenige freie Ende der zugehörigen Welle, welches nicht schon von der Fallklinke eingenommen ist.

Die specielle Anordnung ist nun verschieden, je nachdem nur eine untere oder eine obere und untere Pause eingehalten wird, der Katarakt einfach- oder doppeltwirkend, die Steuerung mit Einklinkung versehen ist oder nicht; dagegen ist es für die Anordnung weniger wesentlich, ob die Maschine mit oder ohne Condensation arbeitet, weil im ersten Falle Ein- und Auslassventil durch einen und denselben Mechanismus geöffnet werden, der bei der Maschine ohne Condensation für das Einlassventil allein dient.

Steuerung mit zwei Pausen und zwei einfachwirkenden Kata-

rakten. Eine der einfachsten Einrichtungen dieser Art, welche von Herrn Maschinenfabriksdirector Zimmermann in Prag stammt und mehrfach (namentlich in Böhmen) in Anwendung steht, ist in Fig. 602 für eine directwirkende Maschine skizzirt. S ist die Steuerstange, welche sich mit dem Dampfkolben in gleichem Sinne bewegt; an den Steuerwellen w für das Ein- und w_1 für das Auslassventil sind ausser den früher erwähnten Theilen (Zähne $z\,z_1$, Hebel mit Gewicht $q\,q_1$, Hebel $d\,d_1$ zur Oeffnung der Ventile und Handhebel $h\,h_1$) noch Hebel $i\,i_1$ befestigt, welche in Schlitze der Kataraktstangen s und s_1 eingreifen; letztere sind direct mit den Kolben der Katarakte c und c_1 verbunden. An der Steuerstange befinden sich die Knaggen k und k_1, von welchen die erstere beim Aufgange der Steuerstange S mittelst h das Einlassventil e, letztere beim Niedergange mittelst h_1 das Auslassventil a schliesst. Die Fallklinken f und f_1 werden von den niedergehenden Kataraktstangen s und s_1 mittelst der Knaggen u und u_1 bewegt.

Die Zeichnung entspricht dem Beginn des Kolbenaufganges, wobei das Einlassventil e geöffnet ist. Während des Aufganges wird zuerst die obere Welle w_1 durch das Gewicht q_1 so lange gedreht, bis der Zahn z_1 durch die Fallklinke f_1 aufgehalten ist. Nach einem entsprechenden Theile des Hubes dreht die Knagge k mittelst des Hebels h die Welle w. Dadurch wird das Einlassventil geschlossen, daher der Dampf mit Expansion wirkt und das Abnehmen seiner Spannung endlich den Stillstand bewirkt. Bei Drehung von w wird nebstdem das Gewicht q gehoben, ferner der Hebel i_1 im Schlitze der Kataraktstange s_1 abwärts bewegt, daher diese Stange sich durch Wirkung des oben daran befestigten Gewichtes sammt dem Kataraktkolben abwärts bewegt.

Beim Niedergange der Kataraktstange s_1 erreicht der Zapfen u_1 die Klinke f_1 und löst dadurch die Welle w_1 aus, welche sich nun dreht, indem das Gewicht q_1 auf seine Unterlage niederfällt. Dadurch werden gleichzeitig dreierlei Bewegungen hervorgebracht: das Auslassventil a öffnet sich und der Niedergang beginnt; mittelst des Hebels i wird der Katarakt c aufgezogen; endlich hebt sich der Zapfen u von der Klinke f empor, diese kann daher hinter den Zahn z der schon zu Ende des Aufganges gedrehten Welle w einfallen und diese arretiren.

Bei beginnendem Niedergange folgt wegen des nun gehobenen Gewichtes q der Hebel h der Knagge k, die Welle w dreht sich so lange, bis der Zahn z durch die Klinke f aufgehalten wird. Gegen Ende des Niederganges schliesst k_1 mittelst h_1 das Auslassventil a, die untere Pause beginnt; gleichzeitig bewegt sich der Hebel i im Schlitze der Kataraktstange s abwärts, daher der Katarakt c in Thätigkeit kommt

und die Stange s so lange niederzieht, bis deren Zapfen u mittelst der Klinke f die Welle w auslöst. Diese wird daher durch q gedreht, mithin e geöffnet und der neue Anhub beginnt; nebstdem wird bei Drehung von w mittelst des Hebels i_1 der Katarakt c_1 aufgezogen und die Knagge u_1 hebt sich, daher die Klinke f_1 die Welle w_1 arretiren kann. Hiermit sind alle Theile wieder in die gezeichnete Stellung gelangt.

Natürlich ist das Ganze so zu montiren, dass die Einklinkung der Wellen etwas früher als die Oeffnung der Ventile und als die rückgängige Bewegung der Steuerstange stattfindet, weil sonst an dieser rückkehrenden Bewegung auch die Steuerwellen theilnehmen würden.

Der Fall der Gewichte ist hier schon durch das von denselben verrichtete Aufziehen der Katarakte, nebstdem aber noch durch Luftkatarakte (s. Details der Steuerung) verzögert. Der Dampfcylinder steht in Fig. 602 rechts von der Steuerung, die Katarakte und Fallklinken befinden sich am rückseitigen, die Gewichte q am vorderen Ende der Steuerwellen.

Steuerung mit zwei Pausen und einem doppeltwirkenden Katarakt. Fig. 626 und 627 sind Vorder- und Seitenansicht einer Steuerung*), welche, für eine Condensationsmaschine dienend, sich von der vorigen in Bezug auf die oberen Theile durch geänderte Anordnung, im Uebrigen aber besonders dadurch unterscheidet, dass die beiden Kataraktstangen durch einen doppeltwirkenden (später beschriebenen) Katarakt bewegt werden. V ist der Ventilkasten; in den Stangen des Einlass-, Auslass- und Gleichgewichtsventiles e a g befinden sich nach Fig. 627 Schlitze, durch welche die Ventilhebel m m_1 m_2 gesteckt sind; die Schlitze enthalten oben und unten Rollen. An den Steuerwellen befinden sich Daumen d, Steuerhebel h und Hebel für die an Stangen q (Fig. 626) hängenden Gewichte, endlich Sectoren (Zähne) zur Hemmung mittelst der Fallklinken f f_1 f_2, welche durch Schlitze der Kataraktstangen s s_1 gesteckt sind.

Die Steuerstange S, Fig. 627, welche sich gleichzeitig mit dem Kolben der directwirkenden Maschine auf- und niederbewegt, besitzt zwei Knaggen k_1 k_2 für die Hebel h_1 h_2 des Auslass- und Geichgewichtsventils, der Hebel h des Einlassventils steht gegenüber einem Schlitze der Steuerstange, greift bei offenem Ventil in diesen Schlitz ein und wird durch eine darin befindliche Knagge k bewegt.

Die Zeichnung gibt die Stellung des Ganzen während der unteren Pause, wobei die Wellen w und w_1 eingeklinkt sind, die Knagge k_2 den

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1856/57, 2. Bd., S. 600.

Hebel h_2 in die tiefste Stellung gebracht und das Gleichgewichtsventil geschlossen hat. Der Katarakt ist in Thätigkeit, die Stange s, Fig. 626, steigt auf, hebt zuerst die Klinke f_1 und gleich danach f; dadurch werden die Wellen w_1 w frei, die Daumen d, Fig. 627, heben die Hebel m_1 und m und öffnen daher das Auslass- und Einlassventil a e, der Aufgang des Kolbens beginnt.

Nun hebt die Knagge k den jetzt in den Schlitz der Steuerstange greifenden Hebel h, sowie das Gewicht q und dreht den Daumen d abwärts, so dass das Einlassventil, durch das Gewicht des Hebels m beschleunigt, sich schliesst und die Expansion beginnt. Weiters hebt die Knagge k_1 den Hebel h_1 und schliesst dadurch das Auslassventil, daher der Hub beendet wird und die obere Pause eintritt.

Während derselben ist nur der Katarakt in Thätigkeit; die Stange s_1, Fig. 626, desselben steigt empor, hebt die Klinke f_2 und löst dadurch die Welle w_2 aus, so dass das Gleichgewichtsventil g geöffnet wird und der Niedergang beginnt. Gegen Ende desselben schliesst die niedergehende Steuerstange S mittelst der Knagge k_2 und des Hebels h_2 das Gleichgewichtsventil, wodurch das Ganze wieder in die gezeichnete Stellung gelangt und die untere Pause eintritt, während welcher die Stange s aufsteigt, um ein neues Spiel zu beginnen.

Steuerung mit einem einfachwirkendem Katarakt und doppelter Pause. Wie auf S. 365 erwähnt, lässt sich mittelst eines einzigen einfachwirkenden Kataraktes eine obere und untere Pause erzielen. Zu diesem Zwecke muss der Katarakt während eines Hubes aufgezogen werden und zu Ende desselben frei zu wirken anfangen, so dass sein Spiel, d. h. die Bewegung der Kataraktstange, während der folgenden Pause, des zweiten Hubes und der zugehörigen Pause fortdauert und in dieser Periode die succesive Hebung der zwei oder drei Ventile in den richtigen Momenten tattfindet. Das zu Ende des zweiten Hubes durch die Steuerstange geschlossene Ventil muss dabei durch eine besondere Hemmvorrichtung geschlossen erhalten werden, weil die in höherer Stellung befindliche und noch weiter aufsteigende Kataraktstange die betreffende Klinke nicht einfallen lässt.

Eine solche Steuerung, am Schachte Abraham bei St. Etienne angewendet, zeigen Fig. 635 im Verticalschnitt und Fig. 636 in der äusseren Ansicht ohne Steuerungsständer.

Von den Steuerwellen dient hier die oberste w_1 für das Auslass-, die mittlere w_2 für das Gleichgewichts- und die untere w für das Einlassventil. Die Fallklinken f f_1 f_2, Fig. 636, und zugehörigen Zähne sind wie gewöhnlich ausserhalb des einen Steuerungsständers angebracht, s ist die mit drei Rollen versehene Kataraktstange. Kurze Hebel d_1 d,

an den Wellen w_1 w, Fig. 635, greifen direct in Schlitze der Stangen des Auslass- und Einlassventils, während das Gleichgewichtsventil durch den Hebel d_2 an der Welle w_2, eine kleine Zugstange und den Hebel m bewegt wird, welcher durch den Schlitz in der Ventilstange gesteckt ist. An der Steuerstange befinden sich die Knaggen k k_1 k_2 zur Schliessung der Ventile mittelst der Hebel h h_1 beim Aufgange und des Gleichgewichtsventiles mittelst h_2 beim Niedergange. Zu der erwähnten Hemmung endlich dienen zwei kreisförmig abgerundete Quadranten (Sectoren) l_1 und l_2 an den beiden oberen Steuerungswellen.

Die Zeichnung entspricht der höchsten Stellung des Gestänges, wobei alle drei Ventile geschlossen und ihre Wellen eingeklinkt, die Gewichtsstangen q q_1 q_2 gehoben sind. Die Kataraktstange s steigt aufwärts, hebt f_2 und öffnet dadurch das Gleichgewichtsventil, der Niedergang erfolgt. Mit dem Kolben bewegt sich zugleich die Steuerstange abwärts, es wird durch die Knagge k_2 und die Hebel h_2 und m das Gleichgewichtsventil geschlossen und folgt die untere Pause, wobei sich alle Theile wieder in der gezeichneten Stellung befinden.

Während des Niederganges und der folgenden Pause steigt die Kataraktstange stets weiter empor und hebt schliesslich zuerst f_1, dann f, es öffnen sich zuerst das Auslass-, sodann das Einlassventil, der Aufgang beginnt. Da nun auch die Steuerstange sich aufwärts bewegt, wird der Hebel h_2 des Gleichgewichtsventiles durch die Knagge k_2 nicht mehr niedergehalten und das genannte Ventil müsste sich öffnen, da die Klinke f_2 durch die höhere Stellung der zugehörigen Rolle an der Kataraktstange am Einfallen verhindert wird. Allein durch Drehung der obersten Welle w_1 bei Oeffnung des Auslassventils ist der obere Quadrant l_1 in die Stellung Fig. 637 gelangt, wobei derselbe eine Rückdrehung des unteren Quadranten l_2, mithin die Welle w_2 hindert, es bleibt daher das zugehörige Gleichgewichtsventil geschlossen.

Beim weiteren Aufgange wird zuerst der Katarakt aufgezogen und dabei die Stange s so weit herab bewegt, dass die Klinke f_2 einfällt; dann das Ein- und das Auslassventil geschlossen; dadurch kommen die Quadranten wieder in die Stellung Fig. 636, da aber die Klinke f_2 bereits eingefallen ist, kann sich das Gleichgewichtsventil erst nach einer Pause wieder öffnen, bis der von Neuem in Thätigkeit gesetzte Katarakt mittelst der Stange s die Fallklinke f_2 genügend gehoben hat.

Der Katarakt muss daher während des Aufganges aufgezogen werden, zu Ende dieser Bewegung seine Thätigkeit beginnen und bis zum nächstfolgenden Aufgange fortsetzen. Die Dauer der beiden Pausen lässt sich nur in gleicher Art ändern und hängt von der Geschwindigkeit der aufsteigenden Bewegung der Kataraktstange ab.

Wie man sich leicht überzeugt, ist die Einrichtung auch für Maschinen ohne Condensation mit nur zwei Steuerventilen verwendbar; es muss dann die Welle w_2 für das Aus- und w_1 für das Einlassventil benützt werden, w fällt weg. In der oberen Pause öffnet dann die Kataraktstange mittelst f_2 das Auslassventil, es folgt der Niedergang, zu Ende desselben schliesst die Steuerstange das Auslassventil wieder; hierauf wird durch die weiter aufsteigende Kataraktstange mittelst f_1 das Einlassventil geöffnet, wodurch der Aufgang eingeleitet ist; gleichzeitig kommt der Sector l_1 in die Stellung Fig. 637, so dass das Auslassventil geschlosssen bleibt. Beim weiteren Aufgange wird der Katarakt aufgezogen, wobei die Klinke f_2 einfällt und statt des Sectors l_1 die Oeffnung des Auslassventils verhütet; dann schliesst die Steuerstange das Einlassventil, der Hub kommt zu Ende. Nur muss die Klinke f_2 früher einfallen, als die Einklinkung der Sectoren aufgehoben wird.

Einrichtung zum Betriebe mit oder ohne Pausen. Wenn man die Druckventile der Katarakte ganz öffnet, so erfolgt der Gang mit den kürzesten Pausen. Da aber für einen solchen Gang die Katarakte überhaupt entbehrlich sind, so richtet man die Steuerung oft derart vor, dass die Katarakte ganz ausser Betrieb gesetzt werden können. Zu diesem Zwecke werden an den Steuerwellen w w_1, Fig. 620, einer Maschine ohne Condensation nebst den sonstigen Theilen wieder zwei Quadranten l l_1 befestigt. Um ohne Pausen zu arbeiten, werden die Katarakte ausgehängt und die Fallklinken in gehobener Stellung gestützt.

Nun erfolgt die Bewegung der Steuerwellen durch die in Fig. 620 ersichtlichen Theile allein. Es seien der Kolben und die Steuerstange im Aufgange begriffen. Die Knagge k hebt den Hebel h, sowie das Gewicht q empor, wodurch w gedreht und das Einlassventil geschlossen wird. Durch die gleichzeitige Drehung des Quadranten l wird der Quadrant l_1 frei und kann sich durch Wirkung des Gewichtes q_1 nebst der Welle w_1 drehen, wodurch das Auslassventil geöffnet und der Niedergang eingeleitet wird. Während des letzteren nimmt das Ganze die Stellung Fig. 621 ein. Gegen Ende des Niederganges dreht sodann k_1 mittelst h_1 die Welle w_1, das Auslassventil schliesst sich, der freigewordene Quadrant l kehrt in die Stellung Fig. 620 zurück und das Einlassventil öffnet sich wieder.

Der Schluss des einen und die Oeffnung des anderen Ventiles folgen unmittelbar auf einander. Soll die Maschine mit Expansion arbeiten, so muss bei der Stellung Fig. 620 der Bogen ab, in welchem die beiden Quadranten einander berühren, die genügende Länge besitzen, damit nach Schluss des Einlassventiles der Kolben und die Steuerstange einen hinreichenden Weg zurücklegen, bevor l_1 frei und durch Oeffnung des

Auslassventils der Hub begrenzt wird. Die Expansion lässt sich jedoch nicht variiren, denn die Knagge k und folglich der Dampfkolben legen, während sich der Quadrant um den Bogen ab dreht, stets den gleichen Weg zurück, der Kolbenweg vom Schlusse des Ein- bis zur Oeffnung des Auslassventiles, also während der Expansion, bleibt stets der gleiche. Stellt man, bei kleinerem mittleren Widerstande der Pumpen, die Knagge k behufs Verminderung der Füllung höher, so beginnt die Expansion früher, es wird aber auch l_1 um ebensoviel früher ausgelöst, mithin das Auslassventil geöffnet und der Hub verkleinert.

Um die Expansion variiren zu können, müsste durch eine stellbare, lange Knagge und einen Steuerhebel die Welle zuerst so weit gedreht werden, dass das Einlassventil sich schliesst, der Sector l_1 aber noch nicht frei wird, und sodann durch eine zweite fixe Knagge und einen zweiten Steuerhebel die Drehung der Welle vollendet und die Auslösung von l_1 bewirkt werden.

Der Bogen cd, Fig. 621, muss eine so geringe Länge besitzen, dass beim Niedergange dem Schlusse des Auslassventils bald die Oeffnung des Einlassventils folgt, da sonst durch Compression des Dampfes unter dem Kolben die Maschine eher zum Stillstand kommt, als der Quadrant l_1 den Bogen cd zurückgelegt hat.

Durch die Sectoren $l\,l_1$ wird der Gang der Maschine mit Pausen nicht gestört. Beim Aufgange wird nämlich der Quadrant l wieder so weit gedreht, dass l_1 frei wird; die Welle w_1 bleibt jedoch durch die Einklinkung so lange in ihrer Stellung erhalten, bis die zugehörige Fallklinke, durch die Kataraktstange gehoben, dieselbe auslöst, so dass die Drehung der Welle w_1 und Oeffnung des Auslassventils erst nach einer Pause erfolgt. Aehnliches tritt beim Niedergange ein.

Will man nur mit unterer Pause arbeiten, also die obere weglassen, so rückt man nur die zur Welle w_1 gehörige Fallklinke sammt Katarakt aus.

Dieselbe Einrichtung für Condensationsmaschinen. Auch für Condensationsmaschinen lässt sich diese einfache Einrichtung anwenden. Seien Fig. 633 $w\,w_1\,w_2$ die Steuerwellen für das Einlass-, Auslass- und Gleichgewichtsventil, so werden auf allen dreien Quadranten $l\,l_1\,l_2$ angebracht. Beim Aufgange schliesst die Steuerstange zuerst mittelst k, h und w das Einlassventil, wodurch l in die Stellung Fig. 634 gelangt, sodann mittelst k_1, h_1 und w_1 das Auslassventil, wodurch auch l_1 in die Stellung der Fig. 634 kommt und mithin l_2 frei wird, daher das Gewicht q_2 niederfällt, das Gleichgewichtsventil öffnet und den Niedergang einleitet. Zu Ende desselben wird mittelst k_2 und h_2 das Gleichgewichtsventil geschlossen und dadurch zuerst der Quadrant l_1 frei, welcher

sich nun durch das Gewicht q_1, unter Ueberwindung der Reibung gegen l, zurückdreht und endlich auch den Quadranten l frei macht; es folgt daher zuerst Oeffnung des Auslass-, dann des Einlassventiles.

Will man wieder nur mit unterer Pause arbeiten, so löst man blos Katarakt und Fallklinke der Welle w_2, Fig. 633, aus.

Soll das Ganze überhaupt nur auf Weglassung der oberen Pause eingerichtet werden, so lässt man den obersten Quadranten l gänzlich weg; behufs Arbeit ohne obere Pause wird wieder Katarakt und Fallklinke von w_2 abgestellt.

Die letztere Einrichtung ist die für Condensationsmaschinen gewöhnliche; bei beiden kann man die Expansion ändern, indem zu diesem Zwecke nur die Knagge k verstellt wird; die Knagge k_1 dreht beim Aufgange den Quadranten l_1 stets zur selben Zeit, gegen Ende des Hubes, daher die Sperrung des Auslassventiles stets bei der gleichen Kolbenstellung erfolgt.

Hierbei kann der eine Quadrant, welcher sich auf der Welle des Gleichgewichtsventiles befindet, zugleich als Zahn zur Arretirung der Welle durch die Fallklinke benützt werden. Es müssen dann, wie es ohnedies üblich ist, die Fallklinken für Aus- und Einlassventil an der einen, für das Gleichgewichtsventil an der anderen Seite des Steuerungsgerüstes angebracht sein, ferner muss, wenn die Fallklinke des Gleichgewichtsventiles oben auf der Welle liegt, die letztere die mittlere von den drei Steuerwellen sein. Seien also in Fig. 644 w_2 die Gleichgewichts- und w_1 die Auslasswelle, so werden die Klinken für w_1 und für die Einlasswelle an die Rückseite, die Klinke f_2 für w_2 an die Vorderseite gelegt; der obere l_2 von den Quadranten dient zur Hemmung der Welle w_2 mittelst f_2, indem derselbe am äusseren Umfang einen Absatz erhält. Für den Gang ohne obere Pause ist die Fallklinke f_2 ausgehoben.

Steuerung ohne obere Pause. Es wurde bemerkt, dass eine obere Pause für den Gang stets vortheilhaft sei. Da dennoch viele Steuerungen ganz ohne dieselbe arbeiten, soll die betreffende Einrichtung, bei welcher ein einfachwirkender Katarakt genügt, durch einige Beispiele erläutert werden. Es handelt sich dabei stets darum, das Auslass- (bei Condensationsmaschinen das Gleichgewichts-) Ventil beim Gestängaufgange geschlossen zu erhalten und zu Ende dieser Bewegung rasch zu öffnen. Hierzu verwendet man entweder Sectoren, oder eine gewöhnliche Einklinkung, deren Falle entweder durch die Kataraktstange beim Aufziehen des Kataraktes, oder direct durch die Steuerstange gehoben wird.

1) Aus dem Vorigen ist die Einrichtung leicht verständlich, welche

bei Anwendung von Quadranten erfordert wird, um stets ohne obere Pausen zu arbeiten.

Bei Maschinen ohne Condensation werden in diesem Falle die beiden Steuerwellen wie gewöhnlich mit Steuerhebeln, Gewichtshebeln, Daumen zur Oeffnung der Ventile versehen, eine Fallklinke nebst Zahn an der Welle wird nur für das Einlassventil angebracht, dagegen sind auf den beiden Wellen w des Ein- und w_1 des Auslassventiles, Fig. 620, Quadranten befestigt, und der Gang erfolgt nun ganz, wie früher für zwei Ventile und Gang mit unterer Pause allein angegeben ist; statt die Fallklinke auszuheben, lässt man dieselbe hier gänzlich weg. Für den Gang ohne Pausen überhaupt wird die Fallklinke des Einlassventils ausgehoben. In diesem Falle kann die Expansion nur wenig geändert werden.

Bei Maschinen mit drei Steuerventilen bleibt Fig. 633 die Fallklinke der Welle w_2 des Gleichgewichtsventiles weg, dagegen werden auf dieser und der Welle w_1 des Auslassventils Quadranten l_1 l_2 angebracht, der Quadrant l auf der Einlasswelle bleibt weg; man kann auch die Einrichtung Fig. 644 anwenden. Hierbei lässt sich die Expansion beliebig reguliren, ein Gang ganz ohne Pausen, d. h. mit Aushängung des Kataraktes, erfordert jedoch drei Quadranten.

2) Einklinkung mit Auslösung durch die Kataraktstange kommt u. A. bei einer Balanciermaschine der Grube Borsig's Muthung bei Biskupitz vor. Die betreffende Steuerung zeigt Fig. 631 in der Vorderansicht; Fig. 632 ist die Seitenansicht des unteren Theiles. Die Steuerwellen w w_1 für das Ein- und Auslassventil e a werden durch Klinken f f_1, Fig. 632, gehalten, zwei Kataraktstangen s s_1 sind an entgegengesetzten Seiten vom Drehpunkte des Katarakthebels i befestigt; c ist der Katarakt. Die Steuerstange S bewegt sich gleichzeitig mit dem Kolben der Maschine auf und nieder und ist doppelt; an der einen Stange befindet sich die Knagge k zum Schluss des Einlassventils mittelst des Hebels h beim Niedergange, an der zweiten Stange die Knagge k_1, welche beim Aufgange mittelst h_1 das Auslassventil schliesst. Nebstdem ist an der ersten Stange noch die Knagge n befestigt, welche beim Niedergange nach Fig. 632 mittelst i in den Katarakt aufzieht.

Beim Niedergange des Kolbens schliesst die gleichfalls abwärts bewegte Steuerstange mittelst k und h das Einlassventil e und zieht sodann mittelst i den Katarakt auf; dabei bewegt sich s abwärts und s_1 aufwärts; es kann daher die Klinke f einfallen und die Welle w des eben geschlossenen Einlassventiles arretiren, nebstdem hebt s_1 die Klinke f_1, löst die Welle des Auslassventiles aus und das letztere öffnet sich. Hiermit beginnt der Aufgang des Kolbens. Dabei steigt die Steuerstange empor, die Knagge n verlässt den Hebel i und der Katarakt fängt an

zu wirken. Gegen Ende des Aufganges schliesst k_1 mittelst h_1 das Auslassventil, der Hub ist beendet und die Pause beginnt. Während derselben bewegt sich der Kataraktkolben abwärts, die Stange s_1 ist bereits so weit niedergegangen, dass die Klinke f_1 auf die Welle w_1 des Auslassventiles einfallen konnte, ferner steigt s empor und löst schliesslich die Welle w des Einlassventiles aus, so dass ein neuer Kolbenniedergang beginnt.

3) Einklinkung mit Auslösung durch die Steuerstange ist in Anwendung bei einer von Brandeisl nach dem Kübekschacht in Kladno überstellten directwirkenden Maschine mit Condensation. Bei deren Steuerung sind die drei Wellen in gleiche Höhe und in Eine Gerade gelegt; die Steuerstange ist doppelt, die eine Stange befindet sich nächst dem Zusammenstoss der Gleichgewichts- und Auslasswelle und enthält zwei Knaggen, welche auf die an den Enden dieser Wellen befindlichen Steuerhebel wirken können, die andere am Zusammenstosse der Gleichgewichts- und Einlasswelle befindliche enthält eine Knagge zum Schluss des Einlassventiles und eine zweite, welche mittelst einer Klinke die Gleichgewichtswelle auslöst und dadurch das zugehörige Ventil öffnet.

Fig. 622 bis 624 sind drei hinter einander geführte Schnitte, welche der Reihe nach die Steuerungstheile für das Einlass-, Gleichgewichts- und Auslassventil e, g und a zeigen. Man ersieht die Steuerwellen w, die Steuerhebel h, die Sectoren (Zähne) z für die Fallklinken f, die Gewichte q und die Daumen zur Bewegung der Hebel m für die Ventile; S und S_1 sind die beiden Steuerstangen, welche sich mit dem Kolben zugleich auf- und niederbewegen, und s s_1 zwei Kataraktstangen.

Beim Aufgange hebt die Knagge k, Fig. 622, den Hebel h und schliesst dadurch das Einlassventil e, sodann schliesst k_1, Fig. 624, mittelst h_1 das Auslassventil, und gleich danach hebt eine hinten an der Steuerstange S befindliche, in der Figur nicht ersichtliche Gabel die Klinke f_2, Fig. 623, des Gleichgewichtsventiles, so dass dieses sich öffnet und ohne Pause der Niedergang beginnt, während dessen auch die Steuerstangen sich abwärts bewegen.

Gegen Ende des Niederganges wird Fig. 623 das Ventil g mittelst k_2 und h_2 geschlossen, wobei die Klinke f_2 einfallen kann, da die erwähnte Gabel mit der Steuerstange abwärts gerückt ist. Es tritt nun die Pause ein, während welcher die Kataraktstangen s und s_1, Fig. 622 und 624, sich aufwärts bewegen, bis zuerst s_1 das Auslass- und sodann s das Einlassventil öffnet und somit ein neuer Hub beginnt.

Für den Betrieb würde ein einziger Katarakt genügen, und es sind nur aus dem Grunde deren zwei angeordnet, weil die Ein- und Auslasswelle durch die Gleichgewichtswelle von einander getrennt sind und

daher auch die Fallklinken und Kataraktstangen weiter von einander zu liegen kommen.

Steuerung ohne Einklinkung. Die Oeffnung der Steuerventile kann auch durch unmittelbare Einwirkung der Kataraktstange auf den Ventilhebel stattfinden und dadurch der Mechanismus sehr vereinfacht werden, indem die Einklinkung, die zur Hebung der Ventile dienenden Gewichte u. s. w. wegfallen. Man betont zu Gunsten dieser Einrichtung besonders, dass das Einlassventil langsam geöffnet wird, daher die plötzliche Einwirkung des Dampfes auf den Kolben, welche dem Gestänge nachtheilig werden kann, beseitigt ist, während sonst stets eine rasche Eröffnung der Ventile für vortheilhaft gehalten wurde.

Sehr einfach ist die nach obigem Princip von Illeck construirte, am Neuschacht bei Rossitz ausgeführte Steuerung*), bei welcher das vom Katarakt gehobene Ventil nur durch die Reibung der damit verbundenen Theile in offener Stellung erhalten wird. Nach Fig. 640 greift ein zweiarmiger Hebel *m* einerseits in einen Schlitz der Ventilstange *v*, anderseits in einen Schlitz der Kataraktstange *s*. Die Steuerstange *S* wirkt mittelst Knagge *k* auf den Steuerhebel *h*. Sei *e* das Einlassventil, so befinden sich Dampfkolben und Steuerstange *S* nach der Figur in der höchsten Lage, die Knagge *k* hat beim Aufgange mittelst *h* das Ventil geschlossen. Nun folgt der Niedergang und zugleich beginnt sich die Kataraktstange *s* zu senken. Nach einer Pause bei der tiefsten Kolbenstellung ist *s* so weit herabgegangen, dass das obere Ende des Schlitzes in *s* den Hebel *m* erreicht und das Ventil öffnet, der Aufgang beginnt. Während desselben wird der Katarakt aufgezogen, wobei *s* wieder in die gezeichnete Stellung gelangt, daher das Ventil und die Steuerwelle nur wegen der verschiedenen Reibungen in ihrer Stellung verbleiben. Vor Ende des Aufganges schliesst wieder *k* mittelst *h* das Ventil.

Nun lässt sich, wie leicht einzusehen, das Ganze nicht so genau montiren, dass die Knagge *k* den Hebel *h* eben nur weit genug dreht, um das Ventil mässig an seinen Sitz zu drücken, es muss daher die Drehung von *h* etwas über die entsprechende Stellung hinaus fortschreiten können und für einen todten Gang des Hebels *m* im Schlitze der Stange *v* gesorgt werden. Zu diesem Zwecke erhält der genannte Schlitz die aus Fig. 641 und 642 ersichtliche Einrichtung. Der Hebel *m* greift zwischen zwei abgerundete Metallbacken *a b*, von welchen der obere *a* in dem Schlitz unbeweglich eingesetzt, der untere durch einen Würfel von Kautschuk gestützt und sammt diesem in einer am unteren

*) Civilingenieur 1876, S. 169.

Ende des Schlitzes befestigten Büchse eingeschlossen ist. Bei jedesmaliger Schliessung des Ventils durch den Hebel *m* wird das Kautschuk etwas zusammengedrückt.

Die Grösse der Kataraktgewichte hängt hier besonders von dem Widerstand gegen die Eröffnung der Ventile ab und wächst mit den Dimensionen der letzteren, daher mit der Stärke der Maschine. Die Eröffnung des Einlassventils beginnt in der unteren Pause; sobald dem Dampf nur ein geringer Durchgang geöffnet ist, erfolgt der Aufgang, während welcher Bewegung der Katarakt wieder aufgezogen wird. Es muss nun dafür gesorgt werden, dass das Aufziehen des Kataraktes nicht früher anfängt, als bis dieser das Ventil vollständig geöffnet hat, weil durch das Aufziehen die Bewegung der Kataraktstange umgekehrt und der Aufgang des Ventiles beendet wird. Dadurch ist ein sehr langsamer Gang des Kataraktes, also eine lange Pause ausgeschlossen.

Die Einrichtung erwies sich als zweckmässig und zeigte während circa einjährigen Betriebes keine bemerkenswerthen Uebelstände.

Bereits 1862 wurden vom Maschinenmeister Osterkamp auf den Gruben Birkengang und Eschweiler im Revier Düren Maschinen mit direct auf die Ventile wirkenden Katarakten ohne Fallgewichte aufgestellt*); um dieselbe Zeit war auch die Maschine am Prokopschachte bei Rappitz mit ebenso ausgeführten, später beschriebenen Katarakten im Gange; dieselben kamen ferner zur Anwendung bei der doppeltwirkenden Maschine am Carnallschacht bei Zabrze u. s. w. Für den Effect scheint indessen doch die rasche Eröffnung des Ventiles vortheilhafter.

Zu bemerken ist noch, dass die Steuerung ohne Einklinkung einer zu Blansko für die Kohlenwerke der Nordbahn gebauten Maschine reconstruirt und durch die Klinkensteuerung ersetzt werden musste.**)

Steuerung mit Pausen ohne Katarakt. Bei der Maschine ohne Condensation der Grube Reunion zu Mariemont war die dem Principe nach durch Fig. 638 dargestellte Anordnung in Verwendung; die Skizze bezieht sich auf das Auslassventil *a*. *S* ist die Steuerstange, *w* die Steuerwelle für das genannte Ventil. Beim Niedergange des Kolbens und der Steuerstange wird mittelst der Knagge *k* und des Hebels *h* das Ventil *a* geschlossen, die Klinke *f* fällt in die gezeichnete Stellung ein. Nach der Pause öffnet sich das Einlassventil, der Aufgang beginnt. Zu Ende desselben wird durch die rückseitige Knagge k_0 die Klinke *f* gehoben, dadurch die Welle *w* frei gemacht, und das niederfallende Gewicht

*) Preuss. Zeitschrift 1863, 11. Bd., S. 260.
**) Nach Riedler's Bericht über die Reise der Wiener Techniker, S. 27.

q öffnet das Ventil a. Diese Bewegung wird dadurch verzögert, dass q grösser als nothwendig gemacht und ein Gegengewicht q_0 angebracht ist, daher grössere Massen zu bewegen sind; insbesondere soll dazu auch die aus Fig. 557 ersichtliche Construction dienen. Die Fallklinke f ist mit einem Einschnitt versehen; in diesem befindet sich eine Rolle, gegen welche der Zahn z drückt. Die Höhenstellung der Knagge k_0, Fig. 638, ist derart regulirt, dass die Klinke f nur bis in die Stellung Fig. 557 gehoben wird, bei welcher der Zahn z nicht ganz frei, sondern noch in Berührung mit der Rolle ist; durch den Druck und die daraus resultirende Reibung wird die Drehung der Welle w gehemmt. Je tiefer man die Knagge k_0 stellt, desto weniger wird die Klinke f gehoben und desto länger dauert die Drehung der Steuerwelle, mithin die Pause. Doch kann die Regulirung dabei wohl nur innerhalb enger Grenzen und unsicher stattfinden.

Katarakte.

Nach dem Vorigen sind die zur Anwendung kommenden Katarakte entweder einfach- oder doppeltwirkend; ferner lösen sie entweder nur die Steuerwelle aus oder öffnen direct das Ventil, wie bei der „Steuerung ohne Einklinkung" (auslösende und steuernde Katarakte).

Ein weiterer Unterschied ist der auf S. 303 hervorgehobene zwischen freigehenden und gehemmten Katarakten. Erstere spielen während eines Hubes und der darauf folgenden Pause, letztere nur während der Pause. Die freigehenden Katarakte reguliren daher die Gesammtdauer des Hubes sammt Pause, mithin die Anzahl der Hube in gegebener Zeit und die gehobene Wassermenge, sie scheinen daher für diesen Zweck passender als die gehemmten, wo die erwähnte Gesammtzeit nicht nur vom Spiel des Kataraktes, sondern auch von der Dauer des Hubes abhängt, welche sich weniger leicht constant erhalten lässt als die Geschwindigkeit des Kataraktes. Die gehemmten Katarakte dagegen erfordern, da sie kürzere Zeit spielen, einen kleineren Hub oder Durchmesser und bestimmen genau die Dauer der Pause; sie erhalten diese auch bei raschem Gange, wo man mit kurzen Pausen arbeitet, constant. Daher sind auch für directwirkende Fahrkunstmaschinen die gehemmten Katarakte vorzuziehen.

Die Arretirung der gehemmten Katarakte erfolgt durch Einklinkung, welche mit der Einklinkung der Steuerwellen vereinigt werden kann, oder durch Sperrung des Druckventiles der Kataraktpumpe; auch kann das Gewicht des einen Kataraktes benützt werden,

um den anderen zu hemmen, wie unter „Freigehende Katarakte“ zu Fig. 645 angegeben ist.

Eine besondere seltener vorkommende Art der einfachwirkenden Katarakte sind diejenigen, welche doppelte Pausen erzielen.

Das Aufziehen der Katarakte erfolgt durch die Steuerstange oder den Contrabalancier, oder durch Hebel an den Steuerwellen.

Gehemmter Katarakt mit Einklinkung. Einen solchen Katarakt zeigt Fig. 639. Der Kolben *u* der Kataraktpumpe ist mit dem Hebel *i* und dieser mit der Kataraktstange *s*, ferner durch eine Kette *k* mit der Scheibe *r* verbunden. Die Welle der letzteren wird von der Steuerstange *S* mittelst der Gelenke *g g* bewegt. Am Katarakthebel ist noch ein Haken *p*, am Wasserkasten eine elastische, gleichfalls mit einem Haken und mit einem runden Ansatze versehene Schiene *y* befestigt, an welche die Feder *a* drückt. Endlich befindet sich an der Scheibe *r* noch ein Zahn *z*.

Bei der gezeichneten höchsten Stellung der Steuerstange *S* ist das Gewicht am Katarakthebel eben langsam niedergegangen, hat die Stange *s* gehoben und das betreffende Steuerventil ist geöffnet, es beginnt der folgende Hub, zugleich der Niedergang der Steuerstange, wobei die Gelenke *g* in die punktirte Stellung gelangen. Dadurch wird die Scheibe *r* in der Richtung des Pfeiles gedreht; der Zahn *z* drückt die Schiene *y* zurück, so dass der Haken *p* des von der Kette *k* niedergezogenen Katarakthebels unter den Haken von *y* gelangt, und zugleich wird der Pumpenkolben *u* aufgezogen, die Stange *s* gesenkt. Zu Ende des Niederganges der Steuerstange befindet sich der Zahn *z* in der punktirten Stellung.

Nun folgt, durch einen zweiten ebenso eingerichteten Katarakt veranlasst, der folgende Hub des Dampfkolbens und Aufgang der Steuerstange. Die Kette *k* wird schlaff, der Hebel *i* dreht sich vermöge des Belastungsgewichtes, jedoch nur so lange, bis der Haken *p* durch die Schiene *y* aufgehalten wird. Gegen Ende des Hubes erst drückt der Zahn *z* die Schiene *y* beiseite, so dass der Haken *p* frei wird und der Hebel *i* seine Bewegung fortsetzt. Die Kataraktstange steigt daher weiter empor, nach einer Pause wird das Steuerventil geöffnet und hiermit tritt wieder die gezeichnete Stellung ein und beginnt der Niedergang der Steuerstange.

Der beschriebene Mechanismus war ausser bei Wasserhebmaschinen auch bei directwirkenden Fahrkünsten in Anwendung.

Eine andere Einrichtung zeigt Fig. 663, und zwar für den Einlasskatarakt; dieselbe war bei einer Maschine am Heinrich-Kunstschacht der Centrumgrube bei Eschweilerpumpe in Anwendung. Dabei ist *w*

die Steuerwelle, welche bei Drehung in der Richtung des Pfeiles das zugehörige Ventil öffnet; *f* die Fallklinke, auf welche die Kataraktstange *s* wirkt; *c* der Katarakt, dessen Kolben direct mit der Kataraktstange *s* verbunden ist und vom Gewicht *P* mittelst des Hebels *a* langsam gehoben wird, wodurch die Oeffnung des Ventiles stattfindet; *S* ist die Steuerstange. An dieser befindet sich eine (in der Zeichnung nicht angedeutete) Knagge, welche beim Aufgange mittelst eines Steuerhebels die Welle *w* dreht und dadurch das Ventil schliesst; eine Knagge *k*, welche beim Aufgange den Arm *q* dreht und den Katarakt aufzieht, wobei die Klinke *n* einfällt; endlich ist an der Steuerstange durch einen kurzen Querarm eine Parallelstange befestigt, welche mittelst der Rolle *u* beim Niedergange der Klinke *n* bewegt, die Welle von *a* und den Katarakt auslöst.

Beim Aufgange des Dampfkolbens und der Steuerstange *S* wird das Einlassventil geschlossen und mittelst *k* und *q* der Katarakt aufgezogen, daher *s* niedergeht und die obere Klinke *f* einfallen lässt; nebstdem fällt die untere Klinke *n* auf der Welle von *a* ein. Nun folgt der Niedergang; zu Ende desselben wird das Auslassventil geschlossen, zugleich löst *u* durch Bewegung der Klinke *n* die Welle von *a* aus, so dass das Gewicht *P* den Katarakt in Gang setzt, die Stange *s* hebt und schliesslich das Einlassventil geöffnet wird.

Gemeinschaftliche Einklinkung für den Katarakt und die Steuerwelle. Es liegt der Gedanke nahe, die Einklinkung der Steuerwellen zugleich zur Hemmung der Katarakte zu benützen. Die Steuerwellen führen stets zu Anfang und gegen Ende eines Hubes eine Drehung aus und bleiben in der Zwischenzeit in Ruhe; die eine Drehung kann daher zum Aufziehen, die andere zum Auslösen eines Kataraktes benützt werden. Befestigt man z. B. an der Welle des Einlassventiles einen Hebel, der in einen genügend langen Schlitz der Auslass-Kataraktstange greift, so wird zu Anfang des Aufganges, bei Oeffnung des Einlassventiles, die Kataraktstange nach der einen Richtung bewegt, der Katarakt aufgezogen; zu Ende des Aufganges, bei Schliessung des Einlassventiles dreht sich die Welle entgegengesetzt, daher nun die Kataraktstange frei wird und durch Wirkung des Kataraktgewichtes das Auslassventil hebt. Umgekehrt ist von der Auslasswelle die Bewegung des Einlasskataraktes abzuleiten.

Diese auf eine bedeutende Vereinfachung des Steuerapparates führende Einrichtung ist in der That bei der Steuerung Fig. 602 durchgeführt, wie aus der Beschreibung S. 368 entnommen werden kann.

Bei doppeltwirkenden Maschinen ist eine Steuerung ohne Einklinkung

beschrieben, bei welcher die Hemmung der Katarakte durch Sectoren an den Steuerwellen erfolgt.

Hemmung durch Sperrung des Druckventiles der Kataraktpumpe. Auch auf diese Weise kann man zu verhältnissmässig einfachen Einrichtungen gelangen. So zeigt Fig. 660 die Katarakte der Balancier-Maschine am Doblhoffschacht bei Mariaschein in Böhmen. S ist die Steuerstange, welche sich in gleichem Sinne wie der Kolben bewegt, c der Katarakt für das Ein- und c_1 für das Auslassventil. Die Kataraktpumpen besitzen je ein Saug- und ein Druckventil, welches letztere für gewöhnlich durch die Hebel h h_1 geschlossen erhalten wird. Ausserdem ist ein Hahn angebracht, durch welchen das Druckrohr der Kataraktpumpe mehr oder weniger gesperrt werden kann, so dass sich die Niedergangsgeschwindigkeit des Kataraktkolbens, mithin die Pause, beliebig abändern lässt. Der Aufgang des letzteren erfolgt ohne Hinderniss, indem das Saugventil sich stets gleich weit öffnet. Die Steuerstange ist mit drei Knaggen k, k_1 und k_2 versehen, i i_1 sind die Katarakthebel, an welche sich die Kataraktstangen s s_1 anschliessen; die Stange s löst beim Aufgange und s_1 beim Niedergange die zugehörige Steuerwelle aus.

Beim Aufgange wird mittelst der Knagge k_1 und des Hebels i_1 der Katarakt c_1 aufgezogen, sodann durch k_2 und h das Druckventil des Kataraktes c gehoben; gleichzeitig kommt auch die Maschine zum Stillstand. Der Hebel i geht nun durch Wirkung des daran befestigten Gewichtes nieder, hebt die Stange s, und nach einer Pause wird das Einlassventil geöffnet, der Dampfkolben und die Steuerstange bewegen sich abwärts.

Die Stellung in der Figur entspricht dem Beginne des Niederganges. Während letzterer Bewegung verlässt die Knagge k_1 den Hebel i_1, der aufgezogene Katarakt c_1 bleibt jedoch ausser Thätigkeit, da sein Ventil durch h_1 geschlossen ist. Der Hebel h bewegt sich mit k_2 nur so weit abwärts, bis das Druckventil von c geschlossen ist. Gegen Ende des Niederganges drückt nun die Knagge k auf i und zieht dadurch den Katarakt c auf; ferner kommt i mit h_1 in Berührung, welche beiden Hebel in derselben Vertikalebene liegen, daher h_1 das Druckventil des linksseitigen Kataraktes hebt, während gleichzeitig die Maschine zum Stillstand gelangt. Es bewegt sich nun während der Pause der Hebel i_1 und die Stange s_1 abwärts, bis das Auslassventil geöffnet ist; Kolben und Steuerstange gehen von Neuem empor.

Während dieses Aufganges bleibt das Druckventil des linksseitigen Kataraktes offen, dieser selbst ist jedoch nicht aufgezogen; erst gegen Ende des Hubes wird c_1 aufgezogen und gleichzeitig c mittelst h aus-

gelöst, so dass der Hebel i sich langsam dreht, folglich auch h_1 in die gezeichnete Stellung zurückkehren und das Druckventil des linksseitigen Kataraktes schliessen kann.

Die Steuerung liesse sich übrigens leicht auch dahin abändern, dass entweder auch für die Hebel h und i_1 eine gemeinschaftliche Knagge genügt, indem man h über i_1 legt und k_1 zuerst auf i_1, dann mittelst i_1 auf h wirken lässt; oder dass für h_1 und i wie für h und i_1 abgesonderte Knaggen zur Anwendung kommen.

Einigermassen modificirt, und zwar weniger einfach, ist dieses Princip auch bei der Steuerung der Balancier-Maschine am Prokopschachte bei Rappitz durchgeführt, welche Fig. 652 im Aufriss zeigt; Fig. 653 ist der Grundriss der Katarakte. S ist die mit dem Dampfkolben an derselben Seite des Balancier hängende Steuerstange, welche mittelst eines Hebels die ganz unten befindliche Welle w abwechselnd nach entgegengesetzten Richtungen dreht und dadurch eine oder die andere der beiden unten mit Schlitzen versehenen Kataraktstangen $s\ s_1$ hebt. Die letzteren sind durch Hebel $i\ i_1$ mit den Kolben der Katarakte $c\ c_1$ verbunden und mit Gewichten $P\ P_1$ beschwert; sie öffnen mittelst des angedeuteten Hebelwerkes direct das Ein- und Auslassventil e und a. Die Katarakte sind wie früher mit Ventilen versehen, welche durch Hebel $r\ r_1$ mit Gewichten an ihren Sitz gedrückt werden, daher die Katarakte nur dann spielen können, wenn die Hebel $r\ r_1$ gehoben werden. Zu dieser Hebung dienen Bolzen $z\ z_1$, welche an den Gewichten $P\ P_1$ befestigt sind.

Die Zeichnung entspricht dem Aufgange des Kolbens und der Steuerstange, wobei das Auslassventil a geöffnet ist. Die Stange S bewegt nun die Kataraktstange s_1 aufwärts, von welcher alles Weitere ausgeht. Mittelst i_1 wird der Katarakt c_1 aufgezogen, durch das obere Hebelwerk das Ventil a geschlossen und endlich durch den Zapfen z mittelst r der Katarakt c ausgelöst, der während der Pause spielt, indem sich die zweite Kataraktstange s vermöge des Gewichtes P abwärts bewegt; der Zapfen z_1 lässt den Hebel r_1 so weit sinken, bis der früher aufgezogene Katarakt c_1 gesperrt ist, und hierauf wird das Einlassventil geöffnet.

Hiermit folgt der Niedergang des Dampfkolbens und der Steuerstange S; es wird nun s aufwärts bewegt, der Katarakt c aufgezogen, das Einlassventil geschlossen, und mittelst z_1 und r_1 der Katarakt c_1 ausgelöst; während der Pause sinkt die Stange s_1 nieder, der Hebel r schliesst das Sperrventil des eben aufgezogenen Kataraktes c, es wird wieder das Auslassventil geöffnet u. s. w.

Eine zweite noch complicirtere Modification findet sich bei der

Steuerung der einfach- und directwirkenden Maschine des Ludmillaschachtes bei Rappitz vor, welche durch Fig. 648 und 649 in zwei hinter einander geführten Schnitten skizzirt ist. Fig. 648 zeigt vorzugsweise die dem Auslass- und 649 die dem Einlassventil a und e zugehörigen Theile. Die Dampfkolbenstange K bewegt auf die aus den Schnitten und aus dem Grundrisse, Fig. 650, ersichtliche Art mittelst des Balancier H, der Welle o und zweier gleicharmiger Hebel die vier Steuerstangen $S S_1$ und $T T_1$, die ersteren beiden in derselben und die letzteren in entgegengesetzter Richtung mit dem Dampfkolben. Die genannten Hebel sind in der Zeichnung bedeutend kürzer gehalten als es den sonstigen Grössenverhältnissen entspricht. An den Steuerungswellen $w w_1$ befinden sich Sectoren für die Fallklinken $f f_1$, Steuerungshebel $h h_1$ zum Schlusse des Ein- und Auslassventiles $e a$, Hebel für die Gewichte q und q_1, endlich Ventilhebel. Es dient jedoch nach Fig. 648 die Welle w als Stütze für den von w_1 aus bewegten Ventilhebel, welcher lose mittelst Nabe auf w aufgesteckt ist.

Die Kataraktstangen $s s_1$ sind mit den in der Zeichnung nicht angegebenen Katarakten in Verbindung; P und P_1 sind die Kataraktgewichte, welche mittelst zweiarmiger Hebel die Kataraktstangen $s s_1$ emporziehen, wobei die Kataraktkolben sich abwärts bewegen; durch Hebung der Gewichte $P P_1$ werden die Katarakte aufgezogen. Ferner sind v und v_1 die Sperrventile der Katarakte. Diese besitzen Ventilstangen mit Schlitzen und je zwei Rollen; in die Schlitze greifen zwei mit Belastungsgewichten $t t_1$ und $r r_1$ versehene Hebel. Die Gewichte $t t_1$ halten für gewöhnlich die Sperrventile ganz geschlossen, und werden sie gehoben, so kommen die (leichteren) Gewichte $r r_1$ in Thätigkeit und heben die Sperrventile bis zu einer beliebig zu regulirenden Höhe.

An den Steuerstangen befinden sich die Knaggen $k k_1$ zur Schliessung der Dampfventile beim Auf- und Niedergange mittelst der Hebel $h h_1$; die Knaggen $n n_1$ zur Hebung der Sperrventile mittelst $t t_1$, also zur Auslösung der Katarakte, endlich die Knaggen m und m_1 zur Hebung der Gewichte P und P_1, also zum Aufziehen der Katarakte.

Die Zeichnung entspricht dem Niedergange des Dampfkolbens, wobei auch die Steuerstangen $S S_1$ niedergehen, $T T_1$ dagegen aufsteigen. Die Knagge k_1, Fig. 648, hat eben mittelst h_1 das Auslassventil a geschlossen, die Knagge m_1 hebt das Gewicht P_1; dadurch wird die Stange s_1 abwärts bewegt, so dass die Klinke f_1 einfällt und das Auslassventil geschlossen erhält, und nebstdem der zu s_1 gehörige, der Auslasskatarakt aufgezogen wird. Endlich hebt Fig. 649 die aufsteigende Knagge n das Gewicht t, wegen r öffnet sich das Sperrventil v des Einlasskata-

raktes, so dass das Gewicht P die Stange s hebt und, da die Maschine mittlerweile zum Stillstande gekommen ist, nach einer Pause die Klinke f gehoben und das Einlassventil e geöffnet wird.

Nun folgt der Aufgang, und es wiederholen sich die Vorgänge in ähnlicher Art wie beim Niedergange. Die aufwärts bewegte Knagge k, Fig. 649, schliesst mittelst h das Einlassventil e, die Knagge m hebt P, zieht den Einlasskatarakt auf und senkt dabei die Stange s, daher die Klinke f einfallen kann; ferner hebt Fig. 648 n_1 an der aufsteigenden Stange S das Gewicht t_1, der Auslasskatarakt wird ausgelöst, r_1 hebt dessen Druckventil v_1, das Gewicht P_1 geht, durch den Katarakt verzögert, nieder, hebt die Stange s_1 und die Klinke f_1, nach einer Pause öffnet sich das Auslassventil und es beginnt ein neuer Niedergang.

Freigehende Katarakte. Eine Steuerung mit einem solchen Katarakt wurde bereits S. 375 (Fig. 631) beschrieben.

Fig. 625 zeigt einen der Katarakte der Maschine des Schachtes Louise im Loirebecken. Die Pumpe des Kataraktes c ist mit einem Saugventile, welches sich stets ganz öffnet, und einem stellbaren Druckventile versehen. Der Pumpenkolben steht mit dem bei o drehbaren Hebel i und durch eine kurze Zugstange mit dem Hebel n in Verbindung, an welchen sich die Kataraktstange s anschliesst. Hinter dem Katarakt befinden sich auf dem Balken r die Lager für den vom Contrabalancier aus mittelst der Stange a bewegten Hebel b; dieser ist durch das Gelenk d mit der Steuerstange in Verbindung und trägt einen Zapfen u, welcher in die drehbar mit i verbundene Gabel g eingreift. Beim Aufgange des Dampfkolbens dreht sich der Hebel b in der Richtung des Pfeiles, es wird daher der Katarakt aufgezogen, die Kataraktstange s herabbewegt; beim folgenden Kolbenniedergange bewegt sich der Zapfen u abwärts, der Kataraktkolben durch sein Eigengewicht ebenfalls, jedoch langsamer, so dass zu Ende des Hubes der Pumpenkolben noch einen gewissen Weg zurücklegen kann, bevor das obere Ende des Schlitzes der Gabel g den Zapfen u wieder erreicht; während dieses Weges steigt die Kataraktstange s weiter empor und öffnet Aus- und Einlassventil. Nun folgt der Kolbenaufgang, u steigt empor, zieht den Katarakt auf u. s. w.

Der Katarakt für das Gleichgewichtsventil steht hinter dem Hebel b und ist ganz ebenso eingerichtet, nur ist der Hebel i_1 gegen die andere Seite gewendet, so dass dieser zweite Katarakt während des Niederganges des Dampfkolbens aufgezogen wird und während des Aufganges und der darauf folgenden Pause wirksam ist.

Bei der Anordnung Fig. 645 sind c der Ein- und Auslass- und c_1 der Gleichgewichtskatarakt, $s\, s_1$ die Kataraktstangen. An den Wellen $n n_1$

befinden sich die Arme $a\,a_1$, welche durch Zapfen $z\,z_1$ an den Winkelhebeln $h\,h_1$ bewegt werden. Letztere sind auf die aus der Zeichnung ersichtliche Art in Verbindung; an der Welle von h_1 befindet sich ein Hebel H, der zwischen zwei Knaggen $k\,k_1$ an der Steuerstange S greift. Bei der gezeichneten Stellung beginnt eben der Niedergang des Kolbens und der Steuerstange; die Knagge k_1 drückt den Hebel H herab, der Zapfen z_1 bewegt a_1 in der Richtung des Pfeiles, daher der Katarakt c_1 aufgezogen wird.

Gleichzeitig wird durch die Verbindung zwischen h_1 und h auf der anderen Seite der Zapfen z von a entfernt, daher der Kolben des zweiten Kataraktes niedergehen und die Stange s heben kann. Nachdem durch Schluss des Gleichgewichtsventiles die untere Pause eingetreten ist, dauert die Bewegung des Kataraktes c fort, bis derselbe Ein- und Auslassventil öffnet. Nun folgt der Aufgang; dabei dreht die Knagge k den Hebel H wieder aufwärts, wodurch der Katarakt c aufgezogen, c_1 aber frei wird, indem sich z_1 von a_1 entfernt; der Katarakt c_1 kommt in Gang, hebt die Stange s_1 während des Aufganges und der oberen Pause, bis s_1 wieder das Gleichgewichtsventil öffnet.

Es ist klar, dass diese Katarakte in gehemmte verwandelt werden, wenn man den Abstand der Knaggen $k\,k_1$ vergrössert und dem Hebel H eine geringere Länge gibt; es wird dann stets erst gegen Ende jedes Hubes der eine Katarakt aufgezogen und zugleich der andere ausgelöst; während des Hubes selbst erhält das Gewicht eines Kataraktes den zweiten gehemmt. Durch Variirung der obigen Verhältnisse lassen sich alle Zwischenstufen vom freigehenden bis zum gehemmten Katarakte erzielen, d. h. das Spiel des letzteren ausser der Pause auf einen beliebigen Theil des Hubes oder auf den ganzen Hub ausdehnen.

Sehr einfache Einrichtungen für freigehende Katarakte ergeben sich, wenn man an entgegengesetzten Seiten der Steuerstange zwei Knaggen anbringt, deren eine den Gleichgewichtskatarakt beim Niedergange, die andere den Ein- und Auslasskatarakt beim Aufgange des Gestänges mittelst der Katarakthebel aufzieht, wie schon in Fig. 604 angedeutet ist.

Einfachwirkender Katarakt für doppelte Pausen. Ein solcher Katarakt muss die S. 370 angedeutete Einrichtung besitzen. Bei der dort beschriebenen Steuerung kam der Katarakt Fig. 661 zur Anwendung. Darin ist c der mit einem gegliederten Scheibenkolben versehene Pumpenstiefel und v ein am Boden desselben befindliches Ventil, dessen tiefste Stellung behufs Regulirung der Geschwindigkeit des Kataraktkolbens mittelst der Stange y geändert werden kann. Der Hebel i, aus zwei Blechplatten bestehend, besitzt bei o seinen Drehpunkt, ist bei P mit einem Gewichte beschwert und am anderen Ende mit einem Bolzen versehen,

welcher in einen horizontalen Schlitz der geradgeführten Kataraktstange *s* greift. Bei *r* ist auf einer durch den Balancier gehenden Axe eine Rolle befestigt, auf welche von unten die zum Aufziehen des Kataraktes dienende Stange *n* wirkt. Am oberen Ende dieser Stange befindet sich ein Block *p*, an welchem die Schiene *t* drehbar befestigt ist. Diese liegt für gewöhnlich auf *p*, kann sich aber aufwärts drehen; einer Ueberschreitung dieser Bewegung ist durch einen zweiten kürzern Arm des Hebels *t* und einen entsprechenden Ansatz des Blockes *p* vorgebeugt.

Am unteren Ende der Stange *n* befindet sich ein Schlitz, in welchen ein am Contrabalancier befestigter Zapfen *w* greift. Während des Aufganges bewegt sich zuerst der Zapfen *w* frei im Schlitze, gegen Ende des Hubes wird die Stange *n* gehoben, daher die Schiene *t* die Rolle *r* hebt und den Katarakt aufzieht. Wegen Drehung des Hebels gelangt die Rolle *r* schliesslich seitwärts vom Block *p*, so dass dieser noch höher emporsteigt. Dadurch ist der Hebel *i* frei, der Katarakt beginnt sein Spiel und setzt dasselbe während der nun folgenden oberen Pause, des Niederganges und der unteren Pause fort, indem er mittelst der Stange *s* erst das Gleichgewichtsventil, später das Aus- und Einlassventil öffnet; während des Aufganges wird er von Neuem aufgezogen.

In der oberen Pause ist die Stellung die der Figur; *P* bewegt sich abwärts, bis das Gleichgewichtsventil geöffnet ist; nun geht der Balancier und mit ihm die Stange *n* abwärts; die Schiene *t* erreicht die langsamer niedergehende Rolle *r*, klappt auf und fällt, unter die Rolle gelangt, wieder ein. Die Stange *n* kann dem Niedergange des Balancier nur so lange folgen, bis der Block *p* auf einem am Kataraktkasten befindlichen Vorsprung aufruht.

Doppeltwirkende Katarakte. Fig. 662 zeigt die principielle Anordnung des doppeltwirkenden Kataraktes von Diguet zu St. Etienne*), welcher bei mehreren belgischen und französischen Maschinen zur Anwendung kam. Streng genommen ist derselbe nicht als doppeltwirkend, sondern als Combination zweier Katarakte mit gemeinschaftlicher Kataraktstange aufzufassen. Es sind $u\,u_1$ die zwei Kataraktpumpen; der Kolben von *u* steht mit der Kataraktstange *s*, welche nöthigen Falls durch ein Gewicht beschwert werden kann, direct in Verbindung. Die Kolbenstange der zweiten Pumpe u_1 ist mit einem Stellringe *r* versehen und unterhalb desselben von einer Gabel am Ende des Hebels *n* umfasst, dessen zweiter Arm drehbar mit der Stange *s* verbunden ist. An die Kolbenstange von u_1 schliesst sich ferner der Hebel *m*, an dessen Welle ein zweiter mit einem Gewichte beschwerter Hebel *H* aufgekeilt ist,

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1855/56, 1. Bd., S. 177.

welcher von der Steuerstange S mittelst der Knagge k gehoben wird; w ist die Steuerwelle für das Ein- und w_1 für das Auslassventil, $f f_1$ sind die zugehörigen Klinken und $p p_1$ Rollen in Schlitzen der Kataraktstange. Der Schluss der Ventile erfolgt in gewöhnlicher Art durch Knaggen an der Steuerstange und Hebel an den Wellen $w w_1$.

Die Zeichnung zeigt die Stellung beim Aufgange, wobei sich die Kataraktstange s und der Kolben von u in der höchsten, H und der Kolben von u_1 in der tiefsten Lage befinden. Nachdem das Einlassventil geschlossen wurde, hebt die Knagge k den Hebel H, zieht dadurch den Katarakt u_1 auf und macht den Hebel n und die Stange s frei, welche sich nun abwärts bewegt und während des mittlerweile eingetretenen Stillstandes des Dampfkolbens mittelst p_1 die Klinke f_1 niederdrückt, daher die Welle w_1 ausgelöst wird, das Auslassventil sich öffnet und der Niedergang beginnt. Dabei verlässt die Knagge k den Hebel H, dieser bewegt sich abwärts, s steigt empor, daher nach Ende des Niederganges und der unteren Pause w durch p ausgelöst wird, und der neue Aufgang beginnt; beim Aufgange von s wird zugleich der Katarakt u aufgezogen, daher das Ganze wieder die gezeichnete Stellung einnimmt.

Es ist mithin u_1 als freigehender, u als gehemmter Katarakt zu bezeichnen.

Fig. 627 zeigt im Auf- und 628 im Grundrisse den doppeltwirkenden Katarakt der S. 369 beschriebenen Steuerung. Aus dieser Beschreibung geht hervor, dass die Kataraktstange s, Fig. 626 und 628, das Ein- und Auslassventil, s_1 das Gleichgewichtsventil öffnet. Es ist c, Fig. 627, der Katarakt, mit einem stellbaren Saug- und Druckventil versehen, i der Katarakthebel, welcher durch Ketten, die von Krümmlingen ablaufen, einerseits mit dem Kolben von c, anderseits mit der unten geschlitzten Stange α in Verbindung steht.

Am Contrabalancier ist ein Zapfen β befestigt, welcher in den Schlitz der Stange γ eingreift; diese ist an einem Hebel n befestigt, an dessen zweitem Arme mittelst Krümmling und Kette das Gewicht o aufgehängt ist; ein Zapfen an der Stange dieses Gewichtes gleitet in dem Schlitze der Stange α. Endlich ist die Welle r des Katarakthebels auf die aus den Fig. 629 und 630 ersichtliche Art mit den Kataraktstangen s und s_1 in Verbindung; mit s durch einen Hebel und eine in einen Schlitz von s eingreifende Zugstange, mit s_1 durch einen mit Rolle versehenen Hebel an der Welle r, einen zweiten abgesonderten Hebel und eine kurze Zugstange, welche diesen mit s_1 verbindet. Bei Drehung von r nach der einen oder anderen Richtung wird daher stets gleichzeitig die eine Kataraktstange gehoben, die andere gesenkt.

Bei der angenommenen tiefsten Stellung, Fig. 627, des Dampfkolbens.

Contrabalanciers und Zapfens β wird nun das Gewicht o in der höchsten Stellung erhalten, der Kolben des Kataraktes geht durch sein eigenes Gewicht nieder, lässt dabei die Stange s_1 herabsinken und hebt s, daher das Ein- und Auslassventil geöffnet wird, der Aufgang des Kolbens und Balanciers, mithin auch des Zapfens β beginnt. Dabei bewegt sich das Gewicht o abwärts, und sobald der Zapfen an der Gewichtsstange den Boden des Schlitzes von α erreicht, zieht o mittelst α und i den Kataraktkolben empor und hebt die Stange s_1, während s herabsinkt. Ist der Kataraktkolben hinreichend gehemmt, so erfolgen diese Bewegungen langsamer als die des Balanciers, der Zapfen β gelangt im zugehörigen Schlitze weiter aufwärts, so dass zu Ende des Hubes, während der Pause, die Bewegung des Kataraktes noch fortdauert, bis die Stange s_1 so weit gehoben ist, dass das Gleichgewichtsventil sich öffnet und der Niedergang beginnt.

Nach einigem Leergange nimmt der Zapfen β die Stange γ mit und hebt das Gewicht o, der Zapfen im Schlitze der Stange α steigt empor, der Katarakthebel i wird frei, der Kolben bewegt sich langsam abwärts, die Stange s wird gehoben und s_1 gesenkt; diese Bewegung dauert bei hinreichender Hemmung des Kataraktkolbens wieder bis über das Hubende fort, daher die untere Pause entsteht, bis endlich Aus- und Einlassventil geöffnet werden, wobei sich der Apparat in der gezeichneten Stellung befindet und ein neuer Hub beginnt. *)

Fig. 655 zeigt den doppeltwirkenden Katarakt der Maschine am Engerthschachte bei Kladno. Mit dem Kataraktkolben ist die doppelte Kataraktstange $s\,s_1$ verbunden, welche mittelst Knaggen beim Aufgange die Fallklinke g des Gleichgewichtsventiles, beim Niedergange die Klinken e und a des Ein- und Auslassventiles bewegt. Die Kolbenstange des Kataraktes ist ferner mit dem zweiarmigen Hebel i verbunden, an welchem das Gewicht P befestigt ist und an dessen Welle sich ein zweiter Hebel i_1 mit grösserem Gewichte P_1 befindet. Der Hebel i_1 besitzt auf der Welle todten Gang, d. h. er kann aus der gezeichneten Stellung gehoben werden, ohne dass die Welle sich dreht, und nimmt

*) In der Quelle, welcher diese Construction entnommen ist, dem Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1856/57, 2. Bd., S. 604, wird der Katarakt als einfachwirkend bezeichnet, indem sich nur der Niedergang des Pumpenkolbens, daher der Aufgang der Stange s und mithin die Dauer der unteren Pause reguliren lasse. Dieser Zweck wäre jedoch auf viel einfachere Weise zu erreichen, während bei Einrichtung des Kataraktes auf Hemmung des Kolbenauf- und Niederganges der Mechanismus ohne Anstand zur Erzielung und Regulirung doppelter Pausen verwendbar ist. Aber auch für doppelte Pausen ist die Construction vergleichsweise complicirt.

diese beim folgenden Niedergange erst dann mit, bis er in die gezeichnete Stellung gelangt ist.

Die doppelte Steuerstange SS bewegt sich gleichzeitig mit dem Kolben der directwirkenden Maschine auf und nieder. Beim Aufgange werden Ein- und Auslassventil geschlossen und nebstdem durch die Knagge k an der Steuerstange S der Hebel i_1 gehoben, daher nun die Kataraktwelle durch Wirkung des Gewichtes P am Hebel i sich dreht, die Kataraktstangen emporsteigen; dabei können die Klinken $e\,a$ der eben gehobenen Ventile einfallen, ferner wird durch g das Gleichgewichtsventil geöffnet, der Niedergang beginnt.

Beim Niedergange folgt zuerst der Hebel i_1 der Knagge k, nimmt nach entsprechendem Leergange die Kataraktwelle mit, und es wird nun seine Bewegung durch den niedergehenden Kataraktkolben sowohl als durch das Gewicht P verzögert, daher die Steuerstange dem Hebel i_1 vorauseilt und den Niedergang durch Schluss des Gleichgewichtsventiles beendet. Das Gewicht P_1 geht sammt den Kataraktstangen weiter abwärts, die Klinke g kann einfallen und es wird endlich mittelst $a\,e$ Aus- und Einlassventil geöffnet.

Eine Modification dieser sehr einfachen Construction zeigt Fig. 651; darin ist s die mit dem Kataraktkolben direct verbundene Kataraktstange, i der Katarakthebel, der mit einem Gewichte beschwert ist und eine Hülse h trägt, durch welche eine mit Mutter m versehene Stange lose durchgesteckt ist. Letztere steht mit dem Hebel i_1 in Verbindung und wird durch das Gewicht q_1 niedergedrückt; S ist eine mit der Knagge k ausgestattete Steuerstange, welche sich gleichzeitig mit dem Kolben der directwirkenden Maschine auf- und niederbewegt. Beim Aufgange hebt S mittelst k den Hebel i_1 nebst der Mutter m, daher kann das Gewicht q niedergehen, wobei sich der Kataraktkolben und die Stange s abwärts bewegen. Beim folgenden Niedergange von S aber verlässt k den Hebel i_1, dieser bewegt sich durch die grössere Schwere des Gewichtes q_1 abwärts und dreht mittelst der Mutter m den Hebel i entgegengesetzt zur vorigen Richtung, daher s aufsteigt.

Details der äusseren Steuerung.

Stärke der Steuerungstheile. Die Stärken der einzelnen Theile der äusseren Steuerung hängen, mit Ausnahme der Katarakte, von dem Drucke oder Zuge ab, welcher zur Oeffnung der Ventile erforderlich ist. Die Grösse dieses Druckes scheint aber sehr verschieden zu sein, und ist jedenfalls bedeutend geringer als der Werth

$$D = 10000\,p\,(d^2 - d_1^2)\,\frac{\pi}{4} = 7854\,p\,(d^2 - d_1^2)\ \text{Kil.},$$

worin p die Differenz zwischen der Dampfspannung unter und ober dem Ventil in Atmosphären, d den äusseren Durchmesser des grösseren und d_1 den inneren Durchmesser des kleineren Ventilsitzes in Metern bedeutet.

So wurde von Illeck dieser Druck bei der Rossitzer Wasserhebmaschine gleich $\frac{1}{10}$ des Werthes D gefunden; dessen ungeachtet betragen dort die auf Oeffnung des Ventiles wirkenden und auf dessen Axe reducirten Belastungen mehr als die Hälfte von D, damit sich bei den vorhandenen Reibungen das Ventil rasch genug öffne, zu welchen Reibungen hier allerdings noch der Widerstand des direct auf das Ventil wirkenden Kataraktes (dessen Druckventil ganz geöffnet zu denken ist) kommt. Der Sicherheit wegen, und da durch etwas grössere Stärken der Steuerungstheile die Kosten der Maschine doch nur wenig gesteigert werden, scheint es angemessen, den ganzen Druck D als den grössten vorkommenden anzunehmen.

Aus diesem Drucke ergibt sich nach Abzug der sonstigen auf Oeffnung des Ventiles wirkenden Belastungen das hierzu erforderliche Gewicht, und da dieses von der Steuerstange mittelst Steuerhebel und Welle gehoben werden muss, lassen sich die Dimensionen dieser Theile rechnen; ferner ergeben sich die Stärken der Ventilhebel u. s. w.

Diese Berechnung ist für das Ventil durchzuführen, dessen Hebung den grössten Druck erfordert, und die daraus resultirenden Dimensionen der Steuerungstheile können für alle zwei oder drei Ventile gleich gehalten werden.

Steuerstange. Bei Maschinen mit zwei Ventilen wird die Steuerstange (der Steuerbaum) gewöhnlich einfach, bei solchen mit drei Ventilen aus dem S. 366 angeführten Grunde doppelt hergestellt; die beiden Theile der Steuerstangen verbindet man an geeigneten Stellen durch zwei bis drei Traversen, welche mit Oeffnungen an beiden Enden versehen, über die Stangen geschoben und durch Keile daran befestigt werden.

Die Steuerstange wird aus Schmiedeisen mit rundem Querschnitte angefertigt; da sie gewöhnlich eine Länge von mehreren Metern erhält, darf ihr Durchmesser nicht zu gering sein. Derselbe beträgt ungefähr $\frac{1}{20}$ des Cylinderdurchmessers, doch nicht weniger als 5 bis 6 Cm. Ist die Stange doppelt, so ist die Stärke jedes Theiles circa $\frac{1}{25}$ vom Cylin-

derdurchmesser. Den Hub derselben findet man gleich $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2}$ des Dampfkolbenhubes, meist 1 bis $1\frac{1}{2}$ Meter. Zuweilen wird die Stange im oberen Führungslager vierkantig geformt, um einer Drehung vorzubeugen.

Die Führungen können die aus Fig. 582 ersichtliche Einrichtung erhalten. Der gusseiserne Träger *t* wird an den betreffenden fixen Maschinentheil angeschraubt; derselbe endigt in eine Hülse, in welche Lederringe eingelegt sind, um das Durchfliessen des Oeles zu hindern, welches in den messingenen Einsatz *e* geschüttet wird. Der Einsatz *e* lässt sich durch Flantschen und zwei Schrauben stopfbüchsenartig anziehen und drückt dabei die Lederscheiben zusammen. Man verwendet auch gewöhnliche Zapfenlager, mit Deckeln versehen, nach deren Abnahme die Stange in horizontaler Richtung aus ihren Lagern entfernt werden kann.

Ist die Maschine mit einem Balancier versehen, so wird die Steuerstange an dessen Parallelogramm angehängt. Ist ein Contrabalancier vorhanden, so kann sie von diesem ihre Bewegung erhalten, indem am Balancier ein Zapfen befestigt wird, der in einen in der Steuerstange eingeschalteten horizontalen Schlitz greift. Wegen starker Ausreibung ist jedoch diese Bewegungsart unvortheilhaft; besser eignet sich dazu eine Schubstange, welche drehbar an der Steuerstange befestigt wird. Häufig werden an dem (schmiedeisernen) Contrabalancier zwei Zapfen angebracht und durch Schubstangen mit einer Traverse an der Steuerstange verbunden, die letztere nach unten verlängert, durch eine Oeffnung des Balancier gesteckt und unten mit dem Kolben der Kaltwasserpumpe verbunden.

Ist kein Balancier vorhanden, so lässt man durch das Gestänge einen schwächeren einarmigen, zum Betriebe der Steuerstange, eventuell auch der Luft- und Kaltwasserpumpe dienenden Hebel (Steuerbalancier) bewegen. Dieser wird meist aus zwei durch Stehbolzen verbundenen Blechlamellen hergestellt, einerseits durch eine doppelte Hängstange am Gestänge befestigt und anderseits mit zwei Zapfen versehen, die sich in fixen Lagern drehen. Oder das eine Balancierende ist unmittelbar mit dem Gestänge drehbar verbunden und die Zapfen am anderen Ende sind durch eine Schwinge gestützt, auch mit einem Gleitstücke in Verbindung, welches sich in einer horizontalen Führung bewegt. Der Hebel kann eine Länge gleich dem Hube des Gestänges erhalten; er bewegt wieder mittelst Lenkstangen die Steuer- und sonstigen Stangen.

Andere Bewegungsarten sind unter „Anordnung" angegeben.

Knaggen. Die Knaggen (Schlagleisten, Frösche, Nocken) werden durch Druckschrauben stellbar an der Steuerstange befestigt. Die Schrauben müssen sehr fest angezogen werden, um einer Lockerung durch die beständigen Stösse gegen die Hebel vorzubeugen. Die Knaggen erhalten einen Lederüberzug oder ein Holzfutter, welches den Stoss gegen den Steuerhebel mildert und nach erfolgter Abreibung ausgewechselt wird.

Die Länge (Höhe) der Knaggen muss gross genug sein, dass die zugehörigen Steuerhebel in der richtigen Stellung erhalten bleiben und es ergibt sich besonders bei starker Expansion eine grössere Länge der Knagge für das Einlassventil (S. 364).

Die Detailconstruction einer Knagge ist durch Fig. 656 bis 659 im Aufrisse, der Seitenansicht, dem Quer- und Horizontalschnitte dargestellt. *) Der Träger für dieselbe ist aus Bessemerstahl geschmiedet und durch drei Stellschrauben befestigt, welche gegen den Keil *k* drücken, wodurch die Steuerstange geschont ist. Die Knagge *a* selbst ist aus Ahornholz gefertigt, oben und unten abgerundet, an einen Vorsprung am Träger aufgesteckt und durch eine vorgelegte Eisenplatte *p* und Schrauben befestigt. Ein herumgelegtes Eisenband *b* hält die Knagge zusammen, wenn sie spaltet, und verhütet dadurch einen Unfall.

Zuweilen werden doppelte, d. h. beiderseits von der Steuerstange angeordnete Knaggen angewendet, für welche dann auch doppelte Steuerhebel nothwendig sind. Es ist dadurch einer Drehung der Knagge um die verticale Axe der Steuerstange vorgebeugt. Diese Einrichtung ist besonders für das Einlassventil angezeigt, weil dieses das grösste Gewicht zur Oeffnung erfordert, daher auch die Knagge beim Schlusse dieses Ventiles den grössten Widerstand zu überwinden hat.

Fig. 665 zeigt eine doppelte Knagge für das Einlassventil einer Expansionsmaschine, und zwar die eine Knagge in der Ansicht, die andere im Schnitt; Fig. 664 ist die Seitenansicht und Fig. 666 der Horizontalschnitt. **) Die Stütze des Ganzen bilden zwei Stellringe *s*, welche mittelst Druckschrauben befestigt werden, die gegen stählerne Einlagen wirken. Die Knaggen bestehen aus Gusseisen, sind durchbrochen, mit einem Lederriemen *e* bedeckt, der an beiden Enden durch Ziehbänder befestigt werden kann, und durch Schraubenbolzen mit zwei Hülsen *h* verbunden, welche an der Welle verschiebbar sind. An den Hülsen *h* befinden sich Ansätze mit Muttergewinden, durch welche die mit flachem Gewinde versehene Spindel *r* gesteckt ist; diese greift mit

*) Civilingenieur 1876, S. 176.

**) Wiebe's Skizzenbuch, 26. Heft, Tafel 5.

Drehzapfen in Ansätze der Stellringe *s* und lässt sich mittelst des Handrades *t* drehen, wodurch die Verschiebung der Knagge und Aenderung der Expansion erfolgt.

Eine einfache Knagge von derselben Construction zeigen Fig. 646 und 647; dieselbe dient nicht für das Einlassventil, ist daher direct an den Stellringen befestigt und besitzt geringere Länge.

Steuerwellen, Daumen. Bei Maschinen von 1 bis 2^{m} Cylinderdurchmesser findet man Steuerwellen von 6 bis 9^{cm} Stärke.

Die Daumen, welche zur Oeffnung der Ventile mittelst der Ventilhebel dienen, sollen so geformt sein, dass letztere keinen plötzlichen Stoss erleiden. Aus diesem Grunde ist die in Fig. 627 angegebene Form *d* der in Fig. 604 ersichtlichen vorzuziehen.

Besser sind indessen die Daumen durch Hebel und Zugstangen zu ersetzen.

Steuerhebel. Diese sind derart zu krümmen, dass die Knagge den Hebel tangential angreift und nach beendeter Drehung an demselben weiter schleifen kann. Behufs Erzielung der Expansion ergeben sich nach S. 364 die Formen Fig. 677 und 679, welche auch den obigen Bedingungen entsprechen. Ergibt sich dabei der Drehungsbogen zu gross, so kann man die Anordnungen Fig. 675 und 678 wählen; der Hebel für das Einlassventil erhält auch die Form Fig. 676. Die Handgriffe an den Hebelenden sollen vom Maschinenwärter stets leicht erreicht werden, was wieder von Einfluss auf die äusserste Krümmung des Hebels sein kann. Die Umsetzung von den Hebeln muss eine hinreichende sein, dass der Schluss der Ventile, mithin die Hebung der Fallgewichte, von Hand ausführbar ist.

Im Uebrigen besitzen diese Hebel die gewöhnliche Construction, eine von der Axe gegen das äussere Ende abnehmende Stärke und eine breite Nabe, welche auf der Welle aufgekeilt oder heiss aufgezogen wird, wobei jedoch der Hebel schwerer zu lockern ist.

Sectoren und Fallklinken. Die Zähne (Sectoren) für die Fallklinken werden entweder nach Fig. 696 hergestellt, wobei die Rückfläche *a* des Zahnes der Fallklinke gekrümmt wird, damit der Sector bei der dem Schliessen des Ventils entsprechenden Drehung an dieser krummen Fläche und nicht nur an der Kante des Zahnes gleitet. Oder es wird nach Fig. 687 bis 689 — und dies ist die gewöhnlichere Einrichtung — in der That ein förmlicher Sector hergestellt, dessen äussere gekrümmte Fläche bei Schliessung des Ventiles an der Oberfläche des Zahnes *z* gleitet.

Die Anwendung eines Sectors von grösserem Halbmesser hat den

Vortheil, dass der Druck desselben gegen die Klinke, mithin die zur Auslösung der letzteren nothwendige Kraft kleiner wird.

Eine ähnliche Form zeigt Fig. 654 für den Fall, wo die niedergehende Kataraktstange die Steuerwelle auslösen soll.

Die Fallklinken werden ebenfalls mit Handgriffen versehen, um die Ventile zu beliebiger Zeit öffnen zu können.

Ventilhebel und Ventilstange. Die beste Verbindung zwischen Steuerwelle und Ventilstange wurde S. 362 (Fig. 608 und 609) angegeben.

Da der Ventilhebel direct nur auf Hebung des Ventils wirkt, so überträgt man dessen Bewegung einfach dadurch auf die geradlinig geführte Ventilstange, dass man denselben in einen Schlitz dieser Stange greifen lässt. Die Länge des Ventilhebels soll dabei gross genug sein, dass der Sinus versus des von seinem Endpunkte zurückgelegten Bogens gering ausfällt, damit der Schlitz keine grosse Breite erfordert.

Der Schluss des Ventils erfolgt bei Abwärtsbewegung des Hebels durch das Eigengewicht des Ventils und den Dampfdruck; da die Ventilstange in der Stopfbüchse hängen bleiben kann, wird dieselbe durch eine Feder oder ein Gewicht abwärts gedrückt.

Es muss ferner in der Verbindung zwischen Steuerwelle und Ventil ein Leergang vorhanden sein, damit bei Ueberschreitung der für den Schluss des Ventils strict nothwendigen Drehung der Steuerwelle kein Bruch eintrete; aus diesem Grunde wird der Schlitz der Ventilstange abwärts verlängert. Bei der Anordnung Fig. 604 ist ein Leergang dadurch erzielt, dass sich nach erfolgtem Schlusse des Ventils der Drücker *d* vom Hebel *m* abhebt, falls die Steuerwelle sich noch weiter dreht.

Man kann auch den Leergang in der Verbindung zwischen Steuerwelle und Ventilstange vermeiden, wenn man das Ventil an der letzteren einfach aufhängt, so dass sich die Stange nach geschlossenem Ventil noch etwas abwärts bewegen kann; es wird dann eine Belastung der Ventilstange entbehrlich.

Fig. 672 und 673 zeigen den mittleren Theil einer Ventilstange mit dem Schlitze für den Ventilhebel, welcher letztere durch Fig. 674 im Grundrisse dargestellt ist. Der untere Theil der Stange ist in dem oberen durch einen Keil befestigt, im Schlitz sind oben und unten Stahlbacken eingelegt. Am Hebel ist unten eine Feder befestigt, welche gegen den Boden des Schlitzes drückt und dadurch auf Schluss des Ventils wirkt.

Eine andere Construction, wobei die Feder durch einen am Boden

des Schlitzes befestigten Kautschukbuffer ersetzt ist, wurde S. 377 (Fig. 642 und 641) angegeben.

Eine complicirtere Einrichtung zu gleichem Zwecke zeigt die Skizze Fig. 695. Die Steuerwelle *w* ist durch einen Hebel und eine Zugstange *z* mit dem eigentlichen Ventilhebel in Verbindung. Dieser besteht aus zwei mittelst Charnier *o* vereinigten Theilen, von welchen der eine um die Axe *m* drehbar, der andere durch das zur Oeffnung des Ventils dienende Gewicht *q* belastet ist. Sobald die Fallklinke die Welle *w* frei gemacht hat, wirkt das Gewicht *q*, öffnet das Ventil und bewegt die Welle *w* in der Richtung des Pfeiles; wenn bei der Schliessung des Ventils die Welle sich in umgekehrter Richtung zu weit dreht, so hat dies nur die Folge, dass der Hebel des Gewichtes *q* sich um das Charnier *o* aufwärts dreht.

Die Ventilstangen erhalten alle gleichen Durchmesser, welcher circa $^1/_{10}$ vom Durchmesser des Einlassventils beträgt.

Regulirung der Hubhöhe der Ventile. Während des Betriebes muss die Hubhöhe der Ventile regulirt werden können. Dies ist am einfachsten nach Fig. 671 zu erreichen; man fertigt die Stange aus zwei Theilen, welche mit entgegengesetzten Gewinden in den Muff *m* eingreifen, der im mittleren Theile aussen sechskantig geformt ist, um durch einen Schraubenschlüssel gedreht zu werden. Je mehr man auf diese Art die Ventilstange verlängert, desto kleiner wird wegen des Schlitzes in derselben der Hub. Die Gegenmuttern *n* hindern eine selbstthätige Drehung des Muffes.

Auch kann man die Höhe der Unterlage für das Gewicht, welches das Ventil öffnet, abändern. Eine umständlichere, jedoch für den Gebrauch bequeme Einrichtung ist durch Fig. 694 dargestellt.*) Die Stange *t* steht oben mit einem Hebel an der Steuerungswelle, unten mit dem bei *a* drehbaren Hebel *b* in Verbindung, an welchem das Gewicht *q* aufgesteckt ist. Das vordere Ende des Hebels besitzt einen breiten Schlitz, durch welchen der Riemen *r* gesteckt ist. Dieser hängt an einer Schraubenstange, welche mittelst Handrad *s* gehoben oder gesenkt werden kann. Die Stange *t* bewegt sich daher nur so weit abwärts, bis der Hebel *b* das untere Ende des Riemens erreicht; dadurch wird die Drehung der Steuerwelle, daher auch der Hub des Ventils begrenzt.

Legt man die Hebel an den drei Steuerungswellen nahe zusammen, so kann man die Handräder *r* auf einen gemeinschaftlichen guss-

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1857/58, 3. Bd., S. 13.

eisernen Kasten stellen, welcher in der Nähe des Ventilkastens anzubringen ist.

Die Gewichte *q* werden mittelst Druckschrauben auf den Hebeln *b* befestigt und können daher verstellt werden, wodurch sich die Geschwindigkeit des Aufganges der Steuerventile reguliren lässt. Stellt man das Gewicht näher dem Drehpunkt *a*, so erfolgt der Schluss langsamer und wird auf diese Art ein zu heftiges Aufreissen des Ventils verhütet.

Gewichte zur Oeffnung der Ventile. Die Grösse dieser Gewichte, von welcher noch unten bei „Dimensionen der Katarakte" die Rede ist, muss sich ändern lassen; sie werden daher aus einzelnen Scheiben von 20 bis 30 Kil. zusammengesetzt, welche in grösserer oder geringerer Zahl aufgelegt werden. Eine andere Art der Regulirung wurde eben früher erwähnt.

Um den Stoss der niederfallenden Gewichte zu mildern, verwendet man auch elastische Unterlagen für dieselben.

Die Hebel, an welchen die Gewichtsstangen hängen, sollen bei höchster Stellung der Gewichte horizontal liegen, damit zu Anfang der Bewegung, wo die Oeffnung der Ventile beginnt, der kräftigste Zug ausgeübt wird.

Verhütung der stossweisen Eröffnung der Ventile. Wenn auch eine raschere Eröffnung der Ventile für den Effect der Maschine vortheilhaft sein dürfte, so ist doch ein plötzliches Aufreissen derselben durch ein freifallendes Gewicht für den Mechanismus nachtheilig und stehen daher verschiedene Mittel zur Verzögerung des Niederganges der Gewichte oder überhaupt der Oeffnung der Ventile in Anwendung.

Hierzu gehört die oben beschriebene Anordnung Fig. 694, welche aber dem Zwecke nicht gut entsprechen wird, weil für die durch das Gewicht zu bewegenden Theile die Reibung aus der Ruhelage grösser ist als während der Bewegung und nebstdem zu Anfang wegen Hebung des Ventils von seinem Sitze der grösste Druck erfordert wird. Das Gewicht muss nun die für den anfänglichen Widerstand nothwendige Grösse haben und wird, nachdem dieser überwunden ist, fortwährend beschleunigt niederfallen.

Am besten eignet sich daher wieder ein Katarakt; bei der Steuerung ohne Einklinkung dienen dazu die Steuerkatarakte selbst. Bei der gewöhnlichen Steuerung kommen besondere Katarakte in Anwendung. So sind am Dechenschacht *) die Gewichte mit Katarakten in Verbindung, welche ganz die später beschriebene Einrichtung Fig. 707 und

*) Hörmann, die Wasserhebmaschinen.

708 besitzen, nur dass statt des Druckventils blos ein stellbarer Hahn vorhanden ist, da hier eine ganz genaue Regulirung nicht erfordert wird.

Sehr gebräuchlich sind die nur mit Luft arbeitenden Luftkatarakte. Einen solchen zeigt Fig. 686a. Das Gewicht *q* taucht nach Art eines Mönchkolbens in einen Cylinder *c*, an dessen Boden sich ein Ventil befindet. Dieses öffnet sich beim Aufgange der Gewichtes stets so weit, dass der Eintritt der Luft ohne Hinderniss stattfindet. Beim Niedergange schliesst sich das Ventil nur so weit, als es die stellbare Schraube *s* zulässt; man kann daher die Niedergangsgeschwindigkeit des Gewichtes beliebig reguliren. Der Aufgang des Ventils ist mittelst eines quer durch den Kreuzungspunkt der Rippen gesteckten Stiftes *i* begrenzt.

Eine andere Construction ist in Fig. 684 und 685 dargestellt. An der Gewichtsstange *s* ist mittelst Keil ein Gusseisenblock befestigt, der mit Ledermanschetten-Dichtung — welche indessen füglich zu entbehren ist — in dem gebohrten Cylinder *c* gleitet; hier ist blos ein Lufthahn *l* vorhanden, welcher, wenn auch gedrosselt, dem Aufgange keinen grossen Widerstand entgegensetzt, da diese Bewegung nur langsam erfolgt; *g* sind die Zulaggewichte, deren jedes mit zwei Zapfen in das nächst tiefere eingreift.

Eine dritte Construction zeigt Fig. 686; das unterste Gewicht *g* ist dabei abgedreht, der Cylinder ausgebohrt, mit dem stellbaren Hahn *h* und noch mit einem Gummibuffer *b* versehen.

Endlich gibt man auch dem Gewichte die Form eines massiven Kolbens, der sich mit geringem Spielraum in einem mit Wasser gefüllten Cylinder bewegt, so dass beim Niedergange das Wasser durch den erwähnten Spielraum hindurchgedrückt werden muss.

Kataraktstangen. Die Kataraktstangen wirken mittelst in Schlitzen angebrachter Rollen, seltener mittelst Zapfen auf die Fallklinken. Bei Condensationsmaschinen muss der Schlitz der einen Kataraktstange zwei Rollen (für die Fallklinke des Ein- und Auslassventils) enthalten.

Die Kataraktstangen werden wie die Steuerstange am Ober- und Untertheil des Steuerungsgerüstes gerade geführt. Bei der grösseren Länge derselben soll nebst einer Vorrichtung zur Regulirung der Höhenstellung der Rollen noch eine solche zur Verlängerung und Verkürzung der Stange angebracht werden; dieselbe lässt sich wie für die Ventilstangen ausführen.

Fig. 669 und 670 zeigen eine Stellvorrichtung für die Rolle. Die Kataraktstange ist ober dem Schlitz geführt und vierkantig, um einer

Drehung vorzubeugen. Die Rolle *r* ist lose auf ihrer Axe aufgesteckt, die letztere einerseits durch eine Schraubenmutter befestigt, anderseits nächst dem Kopfe vierkantig, so dass sie sich nicht drehen kann. Für zwei Rollen müsste der Schlitz eine entsprechend grössere Länge erhalten.

Eine andere Stellvorrichtung zeigen Fig. 667 und 668. In der Kataraktstange *s* ist der Rahmen *p* eingeschaltet, dessen Seitentheile Schlitze besitzen, durch welche die Axe der Rolle *r* gelegt ist. An die letztere schliesst sich der Bügel *q*, der an den Seitentheilen des Rahmens *p* schleift und durch die Schraubenmutter *m* gestützt ist, welche sich an der unterhalb des Rahmens *p* mit Schraubengewinden versehenen Kataraktstange drehen lässt. Mittelst dieser Mutter wird daher die Höhenstellung der Rolle regulirt. Die Schraubenmutter *h* dagegen, in welche die Enden der getheilten Kataraktstange mit entgegengesetzten Gewinden eingreifen, dient zur Längenänderung der Stange.

Handräder. Fig. 691 und 692 zeigen eines der Handräder, wie sie zur Stellung der verschiedenen Ventile u. s. w. gebraucht werden. Der gusseiserne Träger *t* besitzt eine Oeffnung, in welcher die messingene Mutter *m* drehbar eingesetzt ist; auf dem oben vorragenden Ende derselben ist durch zwei Stifte das Handrad *h* befestigt. Statt dessen gibt man auch der Mutter *m* an der Stelle, wo das Handrad aufruht, einen Absatz, und versieht sie an dem noch über die Nabe des Rades vorragenden Ende mit einem Schraubengewinde, auf welches wieder eine gewöhnliche Mutter aufgedreht wird. Soll die Stange mit dem Rad sich drehen, so wird letzteres auf der Stange selbst aufgekeilt. Das gezeichnete Rad dient zur Stellung des Kataraktventils; andere Beispiele dafür geben Fig. 704 und 714. Für die Dampfventile verwendet man Handräder von 0·3 bis 0·4 ^{m} Durchmesser.

Dimensionen der Katarakte. Die Dimensionen der Hebel, Stangen und Wellen der Katarakte hängen ab von der Grösse des Kataraktgewichtes, und diese ist bedingt durch die Reibung zwischen dem Zahn der Fallklinke und dem Sector der Steuerwelle, welcher Widerstand durch das niedergehende Kataraktgewicht überwunden werden muss; ferner durch den hydraulischen Widerstand des Kataraktes bei ganz geöffnetem Druckventil, die Reibung des Kataraktkolbens und der sonstigen bewegten Theile.

Von diesen Widerständen lässt sich füglich nur die Reibung zwischen Sector und Fallklinke einer Rechnung unterziehen. Es sei z. B. bei einer grossen Wasserhebmaschine der innere Durchmesser der kleineren Sitzfläche des Einlassventils $d_1 = 0·4$ ^{m}, die Breite der

Sitzflächen 6 Millim., daher der äussere Durchmesser der grösseren Sitzfläche

$$d = 0{\cdot}4 + 4 \,.\, 0{\cdot}006 = 0{\cdot}424^{\,\mathrm{m}},$$

der Dampfüberdruck an der Unterseite des Ventils bei dessen Eröffnung $p = 4$ Atm., so wird nach S. 391 der zur Oeffnung des Ventils nothwendige Druck D höchstens

$$D = 7854 \,.\, 4 \,.\, (\overline{0{\cdot}424}^2 - \overline{0{\cdot}4}^2) = 621 \text{ Kil.}$$

Sei ferner der grösste Hub des Ventils $0{\cdot}06^{\,\mathrm{m}}$, der Weg, den das zur Oeffnung des Ventils dienende Gewicht zurücklegt, während ersteres um $0{\cdot}06^{\,\mathrm{m}}$ gehoben wird, gleich $0{\cdot}12^{\,\mathrm{m}}$, so ist der vom Gewichte und den sonstigen Belastungen auszuübende, auf die Gewichtsstange reducirte Druck gleich

$$621 \,.\, \frac{0{\cdot}06}{0{\cdot}12} = 311 \text{ Kil.}$$

Verhält sich ferner der Hebelarm des Gewichtes zum Halbmesser des Sectors wie 3 : 1, so ist der Druck zwischen Sector und Fallklinke

$$3 \,.\, 311 = 933 \text{ Kil.}$$

Da beide Theile stets gut in Schmiere gehalten werden, kann man den Coëfficienten für die Reibung zwischen denselben gleich 0·11, daher die Reibung selbst gleich

$$0{\cdot}11 \,.\, 933 = \text{rund } 100 \text{ Kil.}$$

setzen, und wirkt endlich die Fallklinke nur als gleicharmiger Hebel, so hat die Kataraktstange höchstens 100 Kil. Druck zu übertragen und muss stark genug sein, um diesen Druck ohne seitliche Ausbiegung auszuhalten.

Wegen der sonstigen erwähnten Nebenhindernisse kann aber das nothwendige Kataraktgewicht beträchtlich grösser werden als es dem obigen Druck entspricht, daher es zweckmässig erscheint, dieses Gewicht — auf die Kataraktstange reducirt gedacht —, bei Maschinen von 1 bis $2{\cdot}5^{\,\mathrm{m}}$ Kolbendurchmesser drei- bis sechsmal so gross als den genannten Druck anzunehmen, um bei ganz offenem Kataraktventil einer raschen Oeffnung des Dampfventils sicher zu sein. Nach dem so bestimmten Gewichte sind die Dimensionen der Wellen und Hebel des Kataraktes zu ermitteln; das wirklich aufzulegende Kataraktgewicht wird beim Betriebe nach Bedarf regulirt.

Es muss übrigens bemerkt werden, dass die obigen Verhältnisse sehr ungünstig genommen wurden, eben nur um nachzuweisen, dass

auch bei solchen Verhältnissen die zu übertragenden Drücke und daher die Dimensionen der Theile verhältnissmässig gering ausfallen.

Der Hub der Kataraktstange muss mindestens so gross sein, dass die Fallklinke vollständig gehoben wird. Der Hub des Kataraktkolbens kann beliebig gewählt werden, da sich durch entsprechende Umsetzung der gewünschte Weg der Kataraktstange erreichen lässt; jedoch ist bei grösserem Hub die Regulirung leichter. Der Durchmesser des Kolbens ist ebenfalls ziemlich gleichgiltig, weil durch das Gewicht und durch das Druckventil stets die Geschwindigkeit des Ganges regulirt werden kann; man geht daher neuerer Zeit mit dieser Dimension, welche früher meist 8 bis 12^{cm} betrug, bis auf 3^{cm} herab. Bei kleinerem Durchmesser ist indessen wieder die Regulirung unvollkommener, indem schon eine geringe Aenderung in der Stellung des Druckventils die Geschwindigkeit bedeutend wachsen oder abnehmen lässt. Aus den folgenden Beschreibungen sind die Dimensionen mehrerer angewendeter Katarakte zu entnehmen. Häufig verbindet man in neuerer Zeit die Kataraktstange direct mit dem Kolben.

Kataraktpumpen. Zur Füllung der Katarakte wird Wasser oder Oel verwendet; letzteres dient dann zugleich als Schmiere für den Kolben und eventuell die Kolbenstange. Ferner hat man Glycerin benützt, um das Einfrieren zu verhüten, endlich standen in Seraing und Newcastle Luftkatarakte in Anwendung, welche weniger entsprechen, weil sie Luftverluste erleiden und keine so genaue Regulirung zulassen.

Im Allgemeinen ist es vortheilhaft, den Kolben beim Niedergange des Gewichtes durch Sperrung des Austrittes der Flüssigkeit, nicht durch Saugen zu hemmen, weil im letzteren Falle durch die Stopfbüchse des Kolbens oder der Kolbenstange Luft eindringt; auch muss dabei die Kolbenfläche so gross sein, dass der Luftdruck auf dieselbe den durch das Kataraktgewicht ausgeübten Zug übersteigt, da sonst ein luftleerer Raum entstehen kann. Bei doppeltwirkenden Katarakten sind daher Scheibenkolben anzuwenden, welche das Oel abwechselnd aus dem einen und dem anderen Cylinderende hinausdrücken und wie bei einer doppeltwirkenden Pumpe fungiren.

Zur Regulirung erweist sich ein Ventil besser als ein Hahn; das erstere kann zugleich als Saugventil dienen.

Bisweilen macht man einen Unterschied zwischen offenen und geschlossenen Katarakten; bei letzteren ist der äussere Behälter, in welchem sich der Pumpencylinder befindet, durch einen Deckel vollkommen abgeschlossen und ganz mit Flüssigkeit gefüllt, während bei offenen Katarakten der Deckel fehlt oder durch eine darin befindliche Oeffnung

der Flüssigkeitsspiegel dem Luftdrucke ausgesetzt ist. Die erste Construction ist nur bei Scheibenkolben anwendbar, da bei einem Mönchkolben während des Aufganges ein luftleerer Raum entstehen, beim Niedergange aber nebst dem Kataraktgewichte noch der Luftdruck auf den Kolben wirken, bei gehemmtem Katarakte nach der Auslösung eine zu rasche Abwärtsbewegung eintreten würde u. s. w. Bei geschlossenen Katarakten übt zwar die Kolbenstange durch ihren Querschnitt denselben Einfluss, der jedoch so unbedeutend ist, dass sich beim Betriebe kein Anstand zeigt. Uebrigens ist die ganze Unterscheidung nicht besonders wesentlich.

Kataraktpumpe mit Saugventil und Hahn. Fig. 709 ist der Verticalschnitt der Pumpe eines Wasserkataraktes mit Saugventil *s* und Hahn *h* zur Regulirung des Niederganges. Der hohle Mönchkolben, aus Messing gefertigt, ist durch ein Gelenk mit der am Katarakthebel befestigten Kolbenstange verbunden. Das Saugventil *s*, ein Kegelventil mit besonders eingekittetem Sitze, dessen Hub durch eine Schraubenmutter am Ventilbolzen begrenzt wird, hebt sich beim Aufgange des Kolbens, daher dieser sowohl durch das Ventil als durch den Hahn Wasser saugt; beim Niedergange schliesst sich *s* und das Wasser wird nur durch den Hahn *h* hinausgedrückt, welcher mittelst Hebel und Zugstange gestellt werden kann. Auch das Ventil nebst Sitz, sowie der Hahn und sein Gehäuse bestehen aus Messing. Die Pumpe ist mit einer angegossenen Platte *p* versehen und diese am Kataraktkasten festgeschraubt.

Katarakt mit Saugventil und Regulirkolben. Fig. 681 zeigt einen Katarakt der Wasserhebmaschine des Altenberges*) in der Ansicht, Fig. 682 im Grundrisse und Fig. 680 im Querschnitte; Fig. 683 ist ein Durchschnitt des Kolbens in vergrössertem Maassstab. Der Katarakt besteht aus zwei concentrischen Cylindern, welche durch vier Ansätze und Schrauben *s* mit einander verbunden sind. Der innere Cylinder enthält am Boden das Saugventil *a*; in demselben spielt der Kolben Fig. 683, welcher durch einen Lederstulp gedichtet ist, der mittelst des von unten aufgeschraubten Ringes *r* angezogen wird. In die Höhlung des Kolbens ist ein Hohlkegel *h* eingesetzt, mit einem Spalte versehen, der nahe $^1/_4$ des Umfanges einnimmt; am Kolben befindet sich ebenfalls ein Spalt *s*, welcher eine grössere Höhe besitzt, damit wenn der Kegel *h* in Folge der Abnützung weiter hinaufrückt, doch beide Spalte stets zusammentreffen. Beim Aufgange des Kolbens folgt diesem das zur Füllung dienende Oel durch das Saugventil *a*, Fig. 680, nach. Beim Niedergange muss das Oel die Spaltöffnung *s*, Fig. 683, durchdringen; indem man

*) Kley, die Wasserhebmaschinen des Altenberges, S. 44.

also den Kegel *h*, Fig. 683, innerhalb des Kolbens dreht, regulirt man die Grösse der Ausflussöffnung und daher die Niedergangsgeschwindigkeit des Kolbens.

Um diese Drehung ausführen zu können, ist der Kegel mit einer Stange verbunden, welche durch die gebohrte Kolbenstange *k* hindurchgesteckt ist und oben nach Fig. 680 einen vierkantigen Zapfen besitzt, welcher mittelst des Zahnsegmentes *z* gedreht werden kann, während an der Kolbenstange der Träger für eine Schraube *t* ohne Ende mit Handrad befestigt ist. Indem man letzteres dreht, regulirt man also die Grösse der Durchgangsöffnung für das Oel. Durch eine ober der Nabe von *z* befindliche Schraubenmutter wird das Ganze in der gegebenen Stellung erhalten und zugleich der Kegel *h*, Fig. 683, gegen den Kolben festgezogen.

Mit der Kolbenstange *k* ist nach Fig. 681 mittelst seitlicher Zapfen und zweier Schienen *y* der Katarakthebel *i*, dessen Drehpunkt *q*, Fig. 680, sich an einer Schwinge befindet, ferner die Traverse *l* verbunden, an der das Kataraktgewicht *u* hängt; endlich ist an dieser Traverse die Kataraktstange *w* befestigt. Die Stangen *y* bewegen sich frei durch Oeffnungen des Deckels, welche zugleich die wegen Ein- und Austrittes der Kolbenstange nothwendige Communication des Cylinders mit der Atmosphäre herstellen.

Die Länge der Kataraktstange wird mittelst des Handrades *d* regulirt, dessen Nabe mit Schraubengewinden das Ende der genannten Stange umfasst. Die Nabe ist durch die Traverse gesteckt und gegen Längenverschiebung durch eine unten aufgeschraubte Mutter *e* gesichert.

Die Regulirungsvorrichtung ist sehr vollkommen und bequem für den Gebrauch, doch begnügt man sich meist mit einfacheren Constructionen.

Katarakt mit Saug- und Druckventil. Der Katarakt Fig. 693 besteht aus zwei concentrischen, durch Rippen verbundenen Cylindern, von welchen der innere ausgebohrt ist, den Kolben *k* aufnimmt und einen Boden besitzt, in welchem sich das Saugventil *s* und Druckventil *d* befinden. Beim Aufgange des Kolbens öffnet sich das Ventil *s*, dessen Hub begrenzt ist; die ober dem Kolben befindliche Flüssigkeit strömt durch den Raum zwischen beiden Cylindern nach unten zurück. Beim Niedergange öffnet sich das Ventil *d*, jedoch nur so weit, bis dasselbe gegen den Kopf der Stange *e* stösst, deren Stellung durch einen Hebel und eine zweite Stange *m* regulirt werden kann. Am Deckel befindet sich eine Oeffnung zum Füllen, an der Bodenplatte eine solche mit Hahn zum Entleeren. Der Ständer *p* für den Katarakthebel *i*, an welchen sich die Gewichtsstange *g* und die Kataraktstange anschliesst, ist am äusseren Cylinder festgeschraubt.

Bei dem Katarakt Fig. 707 und 708 *) ist der Pumpencylinder *c* an den Kasten *k* angegossen. Der hohle Mönchkolben saugt beim Aufgange das Wasser durch das am unteren Ende von *c* befindliche Ventil, dessen Hub dadurch begrenzt ist, dass ein Stift, der sich an die Schraube *d* anschliesst, in einen Schlitz eingreift, der quer durch die Kreuzung der vier Ventilrippen gebohrt ist und genügende Höhe besitzt, um den erforderlichen Hub des Ventiles zuzulassen. Beim Niedergange drückt der Kolben das Wasser durch das Rohr *r*, Fig. 708, in welchem sich das stellbare Druckventil befindet, in den Kasten zurück. Der Niedergang des Kataraktkolbens ist dadurch begrenzt, dass sich derselbe mit seinem unteren Rand auf den Boden des Cylinders aufsetzt.

Noch eine Construction zeigen Fig. 697 bis 699 in zwei Schnitten und im Grundrisse mit abgenommenem Deckel. Hier ist der Cylinder *c* mit dem Boden aus einem Stücke gegossen und auf letzteren der Kasten *k* aufgesetzt, dessen Deckel durch seitwärts eingedrehte Schrauben befestigt wird; *s* ist das Saug- und *d* das mittelst des Handrades *h* stellbare Druckventil. Der Kolben besitzt Lederstulp-Liederung.

Fig. 714 ist ein geschlossener Katarakt mit Scheibenkolben *k*, welcher das Saugventil *a* enthält, das durch eine Feder stets gegen den Kolben gedrückt wird. Letzterer ist durch einen Lederstulp gedichtet, welcher mittelst des eingeschraubten Ringes *r* angezogen wird. Das Druckventil *d* ist mittelst Handrad *h* und Schraubenstange stellbar. Auch die Stopfbüchsen sind durch Lederstulpe gedichtet. Beim Aufgange strömt die Flüssigkeit sowohl durch das Kolben- als durch das Druckventil, beim Niedergange durch letzteres allein.

Soll das Umgekehrte stattfinden, also der Aufgang des Kolbens gehemmt werden, so erhält letzterer die Construction Fig. 712; das Ventil ist dabei oben auf den Kolben gesetzt und sein Hub durch den Stellring *n* begrenzt.

Katarakte mit einem einzigen Ventile. Eine solche Construction ist bereits in Fig. 661 skizzirt. Im Detail ist die gleiche Anordnung aus Fig. 715 ersichtlich. Der Pumpencylinder ist an den Deckel des Kataraktkastens angegossen; in denselben taucht mittelst Stopfbüchse der Mönchkolben. Zur Regulirung der Grösse der beim Niedergange vorhandenen Durchgangsöffnung dient die Flügelschraube *f*. Im Cylinderdeckel muss eine Oeffnung vorhanden sein, um beim Auf- und Niedergange abwechselnd Luft ein- und austreten zu lassen.

Einen sehr einfachen Katarakt zeigt Fig. 713. In den Pumpencylinder *p* taucht der Mönchkolben *a*, der durch eine Stopfbüchse mit

*) Hörmann, die Wasserhaltungsmaschinen etc., S. 22.

zwei Ledermanschetten abgedichtet ist. Am Boden von *p* sitzt ein Ventil mit langer Flügelführung, dessen Hub durch einen Stift *s* begrenzt ist; ferner ist an *p* unten eine Büchse *b* angeschraubt, mit einer Schale versehen, welche durch Oeffnungen *o* mit dem Innern von *b* communicirt. In die Schale wird das Oel gegossen, welches auch die Büchse *b* erfüllt. Beim Aufgange wird das Oel durch den Kolben aus *b* angesaugt und das Fehlende ergänzt sich durch die Oeffnung *o*. Beim Niedergange tritt das Oel durch das Ventil zurück; das letztere schliesst sich dabei um so mehr, je weiter die Büchse *b* von *p* losgedreht wird, indem der Niedergang des Ventiles durch den Boden dieser Büchse begrenzt ist.

Eine dem Principe nach gleiche Construction*) bei vervollkommneter Ausführung zeigen Fig. 710 im Vertical- und Fig. 711 im Horizontalschnitte nach *AB*. In den messingenen Mönchkolben ist die zur Uebertragung der Bewegung dienende Stange *s* eingegossen, die Stopfbüchse mit zwei Lederstulpen gedichtet. Der Ventilsitz *v* ist in den Pumpencylinder eingeschraubt, das Ventil besitzt eine Flügelführung, welche sich oben an dasselbe anschliesst. Unten im Stengel des Ventils befindet sich ein horizontaler Stift, welcher dessen Aufgang begrenzt, der Niedergang wird wieder dadurch regulirt, dass man den Kataraktkasten *k* am Pumpencylinder weiter auf- oder abschraubt. Diese Bewegung erfolgt durch das Handrädchen *h* mittelst Schraube ohne Ende, welche in eine unten am Kasten *k* eingeschnittene Verzahnung eingreift. Die Lager der Schraube befinden sich an einer zweitheiligen Eisenschiene *a*, welche drehbar mit dem unten an *k* befindlichen Zapfen *z* verbunden ist und mit ihren beiden Armen die am Pumpencylinder festgeschraubte Schiene *t* umfasst. Dreht man das Handrad, so dreht sich der Kasten *k* und die Schiene *a* gleitet an *t* auf oder nieder. Auf diese Art ist eine sehr genaue Stellung ermöglicht. Die Platte *p* dient zur Befestigung des Kataraktes.

Pumpe für einen doppeltwirkenden Katarakt. Eine solche ist durch die Skizzen Fig. 700 bis 703 im Verticalschnitte und zwei Horizontalschnitten, sowie im Grundrisse dargestellt. An den Pumpencylinder, in welchem sich der Scheibenkolben *a* bewegt, ist der Ventilkasten angegossen, welcher zwei durch die verticale Wand *w* geschiedene Abtheilungen enthält. Beide Abtheilungen communiciren oben und unten mit dem Ventilkasten, dieser enthält zwei Ventile *v* und v_1, von welchen das letztere auf einer horizontalen (in Fig. 700 punktirt angedeuteten)

*) Die Zeichnung dieses, sowie der Katarakte Fig. 714 und 700 verdankt der Verfasser der besonderen Gefälligkeit der Herren Prof. G. Schmidt und Maschinenfabriks-Director Zimmermann in Prag.

Wand im Ventilkasten sitzt. Der Hub beider Ventile ist durch Handräder $h\,h_1$ und daran sich schliessende Schraubenstangen stellbar; die Handräder befinden sich, um mit einander nicht in Collision zu gerathen, in verschiedener Höhe. Beim Aufgange ist v_1 geschlossen, v hebt sich bis zu der durch h gestatteten Grenze, die Flüssigkeit tritt, durch v gehemmt, aus dem Raume ober dem Kolben durch die vordere Abtheilung des Ventilkastens in den unteren Cylinderraum. Beim Niedergange ist v geschlossen und die Flüssigkeit strömt in umgekehrter Richtung durch die hintere Abtheilung des Ventilkastens und das nun geöffnete Ventil v_1.

Der Kasten ist, wie der Grundriss Fig. 702 andeutet, durch zwei Deckel geschlossen, deren einer die Stopfbüchsen für die zwei Ventilstangen, der andere die für die Kolbenstange enthält.

Fig. 704 zeigt den Obertheil in grösserem Maassstab durchschnitten. Der Kolben besteht aus drei Gusseisenscheiben, zwischen welchen behufs der Dichtung zwei Lederplatten mit umgebogenen Rändern eingelegt sind; die mittlere Kolbenscheibe ist von einem Messingring umgeben. Der Hub des Kolbens ist einerseits durch die nach unten verlängerte Stopfbüchse der Kolbenstange, anderseits durch einen Anguss, Fig. 700, am Boden des Cylinders begrenzt. Auch die Stopfbüchsen sind mit Leder gedichtet; der Stopfbüchseneinsatz ober dem Ventile enthält ein Muttergewinde für die Spindel s, deren höhere oder tiefere Stellung den Aufgang des Ventiles v regulirt. Der Deckel des Ventilkastens hat unten zwei runde Vorsprünge, welche in entsprechende Oeffnungen passen; durch m wird Oel nachgegossen, die Entleerung erfolgt durch einen unten angebrachten Hahn.

Schieber-, Hahn- und Kolbensteuerung.

Es sollen nun noch diese Steuerungsarten, von welchen nur die mit Schieber einige dauernde Anwendung gefunden hat, beschrieben werden.

Schiebersteuerung ohne Pausen. Bei Weglassung der Pausen wird die Anlage der Steuerung bedeutend einfacher, doch ist die Maschine zur Hebung verschiedener Wassermengen nicht vortheilhaft zu verwenden. Am Dechenschacht bei Saarbrücken stand *) eine solche kleine Maschine im Betriebe, deren äussere Steuerung in Fig. 606 skizzirt ist.

An der durch den Cylinderdeckel verlängerten Kolbenstange sind mittelst Traverse zwei Steuerstangen s befestigt. Die eine derselben

*) Nach einem Reiseberichte von Prof. G. Schmidt vom Jahre 1857.

trägt die Knagge *a*, die andere die Knagge *b*; beim Aufgange wirkt *a* mittelst des Hebels a_1, beim Niedergange *b* mittelst b_1 auf eine Welle, welche durch den Hebel *c* den Schieber bewegt. Das Princip ist also das gleiche wie bei den Pumpen mit Stossschieber (s. Pumpen ohne feste Gestänge).

Schiebersteuerung mit Pausen. Rittinger's Schiebersteuerung wurde an mehreren Orten in Böhmen, Mähren u. s. w. ausgeführt.

Die Steuerung der Lillschachter Maschine *) zeigt die Skizze Fig. 718. Darin ist *v* der Vertheilungsschieber, an dessen Sitz zwei Canäle münden; der eine Canal *e* führt zum unteren Cylinderende, der zweite *a* in das Abblaserohr *R*, welches durch eine Oeffnung mit dem oberen Cylinderende communicirt und den verbrauchten Dampf ins Freie gelangen lässt. Der Kesseldampf strömt in den Schieberkasten. Bei der gezeichneten tiefsten Stellung des Schiebers bewegt sich der Kolben abwärts, der Dampf gelangt aus dem unteren Cylinderende durch *e* und *a* in das Rohr *R*; bei der Mittelstellung deckt der Schieber beide Canäle *e* und *a*, bei der höchsten gelangt der gespannte Dampf aus dem Schieberkasten durch *e* in den Cylinder und der Kolben steigt empor.

Zur Bewegung des Dampfschiebers dient der kleine Dampfcylinder *d*, mit einem Kolben versehen, dessen Bewegung durch den Katarakt *c* regulirt wird. Dieser besteht aus einem mit Oel gefüllten Cylinder, dessen beide Enden durch einen Canal verbunden sind, in welchem sich ein stellbarer Hahn befindet; im Kolben sind zwei Sicherheitsventile angebracht, welche durch Federn angedrückt werden und bei rascherer Bewegung des Kolbens das Oel nicht nur durch die Oeffnung des Hahnes, sondern auch durch den Kolben selbst durchströmen lassen.

Der Schieber *v* ist mit den Kolben des Dampfcylinders *d* und des Kataraktes *c* unveränderlich verbunden, die Schieberstange durch einen Drehzapfen an dem Hebel *f* befestigt, welcher mittelst der Stange *h* durch das Gegengewicht *p* entlastet wird. Ferner befindet sich am Hebel *f* ein Zapfen *z*, der in einen Schlitz der Schieberstange *s* des Steuerungscylinders *d* eingreift. Die Stange *s* ist abwärts bis zu einem zweiarmigen Hebel *m* verlängert, an dessen entgegengesetztem Ende die Steuerstange *S* hängt. An dieser befinden sich zwei Stellringe, zwischen welchen ein an der Dampfkolbenstange *k* befestigter Arm *A* auf- und niedergeht und daher den Hebel *m* gegen Ende des Hubes abwechselnd in entgegengesetzter Richtung bewegt. Das Gewicht *q* erhält den Hebel *m* im Gleichgewichte.

Gegen Ende des Niederganges wird die Steuerstange *S* abwärts,

*) Erfahrungen 1861, S. 6.

daher *s* aufwärts bewegt, und mittelst des Zapfens *z* und des Hebels *f* der Dampfschieber *v* so weit gehoben, dass beide Canäle gedeckt sind und der Kolben zur Ruhe kommt. Mit dem Dampfschieber *v* bewegen sich zugleich der Steuer- und der Kataraktkolben um einen Theil ihres Hubes aufwärts, und diese raschere Bewegung des letzteren Kolbens wird durch eines seiner Sicherheitsventile erleichtert. Nebstdem wurde aber durch die aufsteigende Stange *s* auch der Schieber des Steuerungscylinders *d* verschoben, so dass in dessen unteres Ende frischer Dampf eintritt, und den Steuerkolben, somit den Dampfschieber noch weiter hebt, indem der Zapfen *z* sich vom unteren bis zum oberen Ende des Schlitzes bewegt. Es steigt mithin der Dampfschieber, durch den Katarakt mehr oder weniger verzögert, so weit empor, bis der Eintrittscanal *e* ganz geöffnet ist. Während dieser Oeffnung beginnt bereits der Aufgang des Gestänges.

Nun befinden sich die Stange *s* und der Hebel *f* in der höchsten Stellung, der Zapfen *z* am oberen Ende des Schlitzes; die Stange *S* hat ihre niedrigste Stellung. Beim Aufgange wird *S* gehoben, *s* gesenkt, der Dampfschieber mittelst *s*, *z* und *f* in die Mittelstellung herabgezogen, nebstdem der Schieber des Steuerungscylinders *d* verstellt, so dass der Steuerungskolben, durch den Katarakt verzögert, den Schieber *v* wieder vollends in die dem Niedergange entsprechende Lage bringt.

Zur Steuerung von Hand dient der einarmige Hebel *u*, der an der fixen Stange *t* drehbar befestigt und mit der Schieberstange des Steuerungscylinders verbunden ist. Beim Steuern von Hand wird eine ober dem Schlitze in *s* angebrachte Kupplung ausgelöst.

So sinnreich diese Steuerung auch ausgedacht ist, hat sie sich doch in der Praxis insofern nicht bewährt, als sie eine gute Regulirung der Pausen und eine grössere Dauer der letzteren nicht gestattet. Der Grund davon ist darin zu suchen, dass die Reibung der bewegten Theile, insbesondere des Dampfschiebers, zu gross und dabei zu veränderlich ist, um geringere Abänderungen der Geschwindigkeit zuzulassen. Auch ist die schleichende Eröffnung des Schiebers nachtheilig. Man war daher genöthigt, die Schiebersteuerung der Maschinen am Lillschacht und am Einigkeitsschacht bei Joachimsthal durch eine Ventilsteuerung zu ersetzen.

Die Steuerung der Maschine am Hermenegildschacht bei Polnisch-Ostrau *) unterscheidet sich von der beschriebenen dadurch, dass der Dampfschieber vom Steuerungskolben aus nicht direct, sondern durch einen kleinen Balancier bewegt wird, da bei den grossen Dimensionen der Maschine (80 Zoll Cylinderdurchmesser) der Steuercylinder nicht

*) Erfahrungen 1862, S. 10; Zeitschrift deutscher Ing. 1864, S. 254.

am Ausströmungsrohr, sondern am Fundament befestigt wurde; ferner ist der Schieber mit einer Entlastung versehen und die Geschwindigkeit des Kataraktkolbens kann mittelst zweier Ventile für den Auf- und Niedergang abgesondert regulirt werden. Aber auch bei dieser gegenwärtig ausser Betrieb stehenden Maschine konnte man keine längeren Pausen erzielen.

Ueber die Schiebersteuerung ist auch bei doppeltwirkenden Maschinen Einiges angeführt.

Am Schacht Thibaud *) befand sich eine Steuerung, mit getrenntem Ein- und Auslassschieber zur Verminderung der Reibung versehen, und mit einem gewöhnlichen Katarakte mit Fallgewicht zur Bewegung der Schieber ausgestattet.

Kolbensteuerung. Eine solche Steuerung war am Schachte Thiblier im Loirebecken in Anwendung. Der Dampfcylinder *C*, Fig. 643, ist dabei mit einem Steuerungscylinder *S* in Verbindung, in welchem zwei an einer gemeinschaftlichen Stange befestigte Kolben spielen; *e* ist das Dampfzu- und *a* das Ableitungsrohr. Bei der gezeichneten Stellung der Kolben strömt der Dampf aus dem Cylinder in das Abblaserohr; bei der punktirten Stellung gelangt frischer Dampf aus *e* in den Cylinder. Zwischen den Kolben befindet sich stets Dampf von der Kesselspannung, ausserhalb derselben wegen des Verbindungsrohres *v* der abgeblasene Dampf; der Druck auf die Kolben ist daher vollständig ausgeglichen. Die Bewegung der letzteren erfolgt direct, ohne Pausen.

Hahnsteuerung. Beim Zinkbergbau der Altenberger Gesellschaft bei Ammeberg in Schweden waren auf drei Schächten Maschinen mit Hahnsteuerung im Betriebe **); die Skizze Fig. 731 zeigt diese Steuerung. Der Hahn *h* besitzt zwei hinter einander liegende Bohrungen; der Dampfcanal *c* ist so breit, dass er je nach der Stellung des Hahnes mit der einen oder der anderen Bohrung communicirt. Das Dampfeintrittsrohr *E* kann mit der einen, das Austrittsrohr *A* mit der anderen Bohrung in Verbindung treten. Der obere Cylinderraum ist in beständiger Verbindung mit *A*. Beim Aufgange strömt der Kesseldampf aus *E* durch die punktirt angedeutete Bohrung unter den Kolben; hierauf wird durch Drehung des Hahnes in der Richtung des Pfeiles *c* mit *A* in Verbindung gesetzt, so dass der Dampf ausströmen kann und der Niedergang erfolgt.

Die Umsteuerung wird durch ein einfaches Hebelwerk bewirkt, auf welches zwei am Gestänge befestigte Knaggen direct einwirken.

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1856/57, 2. Bd., S. 583.

**) Berg- u. hüttenm. Ztg. 1866, 20. Jahrg., S. 444.

Condensation und Speisung.

Das zur Condensation dienende Wasser wird durch die Kaltwasserpumpe, eventuell von den Steigröhren der Grubenpumpen selbst in ein Reservoir geliefert. Soll das Grubenwasser in Verwendung kommen, so muss zuerst constatirt werden, ob dasselbe keine für die Kessel nachtheiligen Beimengungen enthält.

Der Behälter, in welchen der abgeblasene Dampf strömt, der Condensator steht mit dem genannten Wasserreservoir durch das Einspritzrohr in Verbindung, durch welches das Wasser vom äusseren Luftdrucke in den Condensator gepresst wird, da in letzterem die Spannung kleiner ist als die atmosphärische.

Im Einspritzrohre befinden sich zwei Ventile, ein Regulirungsventil, mittelst dessen sich die in gegebener Zeit durch das Rohr strömende Wassermenge abändern lässt, dann das Einspritz- oder Kaltwasserventil, welches durch eine Transmission derart bewegt wird, dass das Wasser aus dem S. 301 angeführten Grunde nur während des Gestängaufganges, also während der Ausströmung des Dampfes in den Condensator gelangt. Das Einspritzrohr ist mit einer Brause versehen, so dass das Wasser fein vertheilt mit dem Dampfe in Berührung kommt und diesen vollständiger condensirt.

Aus dem Condensator wird das Gemenge von Wasser und nicht condensirtem Dampfe durch die Luftpumpe entfernt; ein Theil des von der Luftpumpe gehobenen Wassers wird mittelst der Speisepumpe zur Speisung der Dampfkessel entnommen, das Uebrige fliesst ab.

Soll der Condensator seine Aufgabe gut erfüllen, den der Bewegung des Kolbens entgegenwirkenden Druck thunlichst herabzusetzen, so sind zwei wichtige Bedingungen zu erfüllen: es soll eine möglichst gute Abkühlung des Condensators und der Luftpumpe stattfinden und dem Eintritte von Luft in diese Apparate vorgebeugt werden, daher dieselben thunlichst vollständig zu dichten sind. Durch die geringsten Fugen dringt rasch so viel Luft ein, dass die Spannung im Condensator dadurch merklich steigt.

Aus letzterem Grunde werden die Verbindungen der Theile der Gehäuse am besten durch Muffen und Kitt hergestellt, so dass eine geringe Verschiebung möglich ist, ohne dass die Verbindungen undicht werden. Ferner stellt man in der Regel den Condensator und die Luftpumpe in einen gemeinschaftlichen Behälter, die Cisterne, welcher das Reservoir für das von der Kaltwasserpumpe gelieferte Wasser bildet. Dadurch werden beide Apparate gekühlt und ist nebstdem das Eindringen von Luft in dieselben verhütet.

Ist die Maschine nicht mit Condensation ausgestattet, so ist es jedenfalls vortheilhaft, einen Vorwärmer für das Speisewasser anzubringen.

Dimensionen der Luftpumpe und des Condensators. Es sei J Kil. der angenommene Verbrauch an Condensationswasser pr. Secunde, dessen Minimalwerth durch Formel (14), S. 309 gegeben ist, n die Zahl Doppelhube der Maschine, zugleich auch der Luftpumpe pr. Minute, so wird der in Volumseinheiten ausgedrückte Condensationswasserverbrauch pr. Hub

$$(48) \quad . \; . \; . \quad J_1 = \frac{60}{n} \frac{J}{1000} = 0{\cdot}06 \frac{J}{n} \text{ Cubikmeter.}$$

Die Luftpumpe hat nun bei jedem Hube ausser diesem Quantum noch das aus dem Dampfe durch Condensation entstandene Wasser fortzuschaffen, dessen Volum indessen vernachlässigt werden kann, da dasselbe nach (14) höchstens $\frac{1}{22}$ von J_1 beträgt, ferner die nicht condensirten Gase. Nach Weisbach ist anzunehmen, dass aus dem Condensationswasser sich $\frac{1}{14}$ seines Volums Luft entbindet, welches, die geringste Spannung im Condensator mit 0·1 Atmosphären angenommen, und von der Volumsänderung durch die Temperaturserhöhung abgesehen, das Volum

$$\frac{10}{14} J_1$$

besitzt; ferner, dass diese Luft mit einem nahe gleichen Volum Dampf gemengt sei und daher dieses Gemenge bei 0·1 Atmosphären Spannung den Raum

$$2 \cdot \frac{10}{14} J_1 = 1{\cdot}4 \, J_1$$

einnimmt. Das ganze zu entfernende Volum ist mithin

$$(49) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad J_1 + 1{\cdot}4 \, J_1 = 2{\cdot}4 \, J_1.$$

Um nun vollkommen sicher zu gehen, nimmt man circa das Doppelte dieses Werthes an; ist daher V_1 das Product aus Kolbenfläche und Hub der einfachwirkenden Luftpumpe, so kann man in runder Zahl

$$(50) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad V_1 = 5 \, J_1$$

setzen.

Häufig wird der Hub der Luftpumpe halb so gross als der des Dampfkolbens s_c gemacht, und in diesem Falle ergibt sich, wenn O_1 die Kolbenfläche der Luftpumpe ist,

$$V_1 = \frac{O_1\, s_c}{2},$$

daher

(51) $O_1 = \frac{2\, V_1}{s_c} = \frac{10\, J_1}{s_c}.$

Das Volum des Condensators wird meist dem Volum V_1 der Luftpumpe gleich gemacht.

Querschnitt des Einspritzrohres. Die Condensatorspannung beträgt höchstens 0·3 Atmosphären, daher der Ueberdruck der äusseren Luft mindestens 0·7 Atmosphären = 7 Meter Wasser.

Ist O_2 der Querschnitt des Einspritzrohres, so ist die pr. Secunde durch dasselbe strömende Wassermenge

$$O_2 \sqrt{2\, g\, .\, 7} = 11{\cdot}7\ O_2,$$

und wenn v_a die Aufgangsgeschwindigkeit des Gestänges und s dessen Hub bedeutet, so muss

$$11{\cdot}7\ O_2 \frac{s}{v_a} = J_1,$$

(52) $O_2 = 0{\cdot}086 \frac{v_a}{s} J_1$ sein.

Wegen der Nebenhindernisse insbesondere bei der Abströmung durch die Brause findet man O_2 2 bis $2\,{}^1/_2$mal so gross ausgeführt als nach (52).

Dimensionen der Speise- und Kaltwasserpumpe. Diese beiden Pumpen werden gewöhnlich einfachwirkend, mit Mönchkolben ausgeführt. Aus dem unter (48) angegebenen Werthe J_1 erhält man, da dieser Grösse bei Berechnung der Kaltwasserpumpe wegen der Wasserverluste etwa 10 Procent zuzuschlagen sind, das Volum V_3 der Kaltwasserpumpe

(53) $V_3 = 1{\cdot}1\ J_1.$

Eine weitere Vergrösserung des erhaltenen Werthes ist nicht am Platze, denn sonst liefert diese stets mit der Maschine zugleich arbeitende Pumpe eben mehr als die pr. Hub benöthigte Menge J_1.

Das Speisewasservolum pr. Hub ist

$$\frac{60\ S}{1000\ n} = \frac{0{\cdot}06\ S}{n},$$

wobei n die Hubzahl pr. Minute und S den durch (13), S. 308, gegebenen Verbrauch an Speisewasser pr. Secunde in Kil. bedeutet. Wegen der Wasserverluste und hauptsächlich um die Pumpe nicht fortwährend im Betriebe erhalten zu müssen und nach Bedarf den Wasser-

stand im Kessel rasch erhöhen zu können, setzt man das Volum V_4 der Speisepumpe gleich dem drei- bis fünffachen des obigen Werthes, also

$$(54) \quad \ldots\ldots \quad V_4 = 0{\cdot}2 \frac{S}{n} \text{ bis } 0{\cdot}3 \frac{S}{n}.$$

Condensator. Der Condensator erhielt bei älteren Maschinen eine parallelepipedische Form, gegenwärtig wird derselbe als verticaler Cylinder D, Fig. 747, hergestellt, an welchen sich unten der Saugcanal für die Luftpumpe L anschliesst. Man sieht die cylindrische Form als vortheilhafter an, weil dann der Wasserstrahl, durch die Brause ausgebreitet, den ganzen Querschnitt erfüllt und eine vollständigere Condensation bewirkt.

Das Abblaserohr A ist geneigt angelegt, um das darin condensirte Wasser in den Condensator abfliessen zu lassen, und schliesst sich an letzteren meist mittelst eines vertical abwärts gerichteten Stutzens. Der Querschnitt des Condensators soll allmälig in den des Rohres A übergeführt werden, da sonst rings um die Mündung von A ein todter Raum entsteht, in welchem die Luft stagnirt. Der untere Theil des Condensators wird wieder auf den Querschnitt des Saugcanales verengt.

Das Abblaserohr ist mittelst Muff oder Stopfbüchse angeschlossen oder aussen cylindrisch abgedreht und in das ausgebohrte obere Ende des Condensators getaucht; dann wird eine Schmierbüchse angebracht, welche jedoch die wegen verschiedener Ausdehnung beider Theile entstehende Fuge nicht sicher genug abschliessen dürfte.

Zweckmässig ist es, an das Ausblaserohr ein Zweigrohr anzuschliessen und eine Vorrichtung anzubringen, mittelst welcher der Dampf direct ins Freie abgelassen und der Condensator gegen die Maschine abgesperrt werden kann, um während des Betriebes der letzteren Reparaturen am Condensator oder der Luftpumpe auszuführen.

Was die Dimensionen betrifft, so macht man das Volum des Condensators, wie bemerkt, gleich dem Volum eines Kolbenschubes der Luftpumpe. Bei der gewöhnlichen Anordnung Fig. 747, wo Condensator und Luftpumpe neben einander stehen, erhalten beide die gleiche Höhe und der Condensator etwas geringeren Durchmesser als die Luftpumpe, da zu dessen Volum auch der Raum des unteren Saugcanales zu rechnen ist.

Am Condensator wird ein Vacuummeter zur Messung des darin vorhandenen Druckes angebracht.

Einspritzrohr. Dieses besitzt eine je nach der Anordnung ver-

schiedene Form. Das Einspritzventil wird gewöhnlich durch einen an der Steuerwelle des Dampfauslassventils befindlichen Hebel und weitere Transmission bewegt, so dass sich beide Ventile stets gleichzeitig öffnen und schliessen. Zuweilen fehlt das Regulirungsventil und wird dessen Stelle durch die Brause vertreten, deren Oeffnung sich dann ändern lässt.

Die Durchströmungsöffnungen der Brause sollen zusammen ebenso gross als der Querschnitt des Einspritzrohres sein.

In Fig. 595 besteht die Brause *b* aus Gusseisen.

Die Brause *b*, Fig. 589, ist ein durchlöchertes Metallsieb von grösserem Durchmesser als das Einspritzrohr *r*, um die genügende Zahl Oeffnungen anbringen zu können.

Fig. 725 zeigt eine zugleich als Regulirungsventil dienende Brause. Dieselbe besteht aus einem Conus, an dessen Umfang das Wasser in einem ringförmigen Strahl austritt und der mittelst der Stange *s* gehoben oder gesenkt werden kann.

Eine ähnliche Einrichtung zeigt Fig. 723, wobei das Einspritzrohr *a* in das Ausblaserohr *A* mündet und letzteres sich von der Seite her an den Condensator anschliesst. Die mit Gegenmutter versehene Schraube *s* dient zur Stellung des Ventils.

Endlich hat man als Einspritz-, zugleich Regulirungsventile, auch Doppelsitzventile in Anwendung, welche das Wasser in zwei ringförmigen Strahlen ausströmen lassen.

Luftpumpe. Die Luftpumpe wird meist einfachwirkend hergestellt. Sie soll stets beim Aufgange des Gestänges, also während der Ablasedampf in den Condensator strömt, saugen, weil eben während dieser Periode die stärkste Herabsetzung der Spannung wünschenswerth ist.

Der Betrieb der Luftpumpe erfolgt vom Balancier oder Contrabalancier, oder endlich vom Steuerungsbalancier aus mittelst Schubstange. Zuweilen hat man eine abgesonderte Maschine zum Betriebe der Luft- und Kaltwasserpumpe.

Die Luftpumpe *L* selbst besteht nach Fig. 747 aus dem in einem ausgebohrten Cylinder befindlichen Scheibenkolben mit Ventilen, ferner dem Saugventil *s* und einem zweiten *d*, welches man Druckventil nennen kann, das zwischen dem oberen Ende des Pumpencylinders und dem Reservoir *r* für das von der Pumpe gehobene Wasser eingeschaltet wird; in das Reservoir *r* mündet das Saugrohr *a* der Speisepumpe. Ob nun das Reservoir *r* nach Fig. 747 auf dem Pumpencylinder oder seitwärts von demselben angebracht wird, ist stets ein Ventil *d* erforderlich, damit beim Niedergange die Spannung ober dem Kolben möglichst

tief sinkt und nicht nur das Wasser, sondern auch Luft und nicht condensirter Dampf leicht durch die Kolbenventile dringen können. Das Reservoir *r* muss einen Ueberfall *u* erhalten, durch welchen der grösste Theil des gehobenen Wassers abfliesst, da die zur Condensation angewendete Menge viel grösser ist als die durch die Speisepumpe entnommene.

Bei der Construction ist auf möglichste Verminderung der schädlichen Räume hinzuarbeiten.

Kolben der Luftpumpe. Früherer Zeit hat man auch Mönchkolben angewendet, wie unter „Anordnung" angegeben. Gegenwärtig sind Scheibenkolben mit Hanf- oder Metalldichtung im Gebrauche; als Ventile dienen metallene Doppelsitzventile, oder wegen dichteren Abschlusses und geringeren Gewichtes zweckmässiger Platten aus Kautschuk mit Leinwandeinlage.

Fig. 729 und 730 zeigen im Verticalschnitt und Grundriss den von Kley *) construirten Ventilkolben. Der Kolbenkörper enthält zwei in verschiedener Höhe liegende Gitter $g\ g_1$, deren radiale und concentrische Stege in Fig. 730 ersichtlich sind. Auf den Gittern befinden sich Kautschukringe, welche durch Eisenringe $r\ r_1$ festgehalten werden, die zugleich den Hub begrenzen. Der Ring *r* ist durch Schrauben, der Ring r_1 durch die Verstärkung der Kolbenstange am Kolbenkörper befestigt. Am Umfange befindet sich die Hanfliederung, welche durch Schrauben mittelst des Ringes *r* nachgezogen wird.

Da der heisse Dampf dem Kautschuk schädlich ist, so soll beim Anlassen der Maschine die Cisterne mit Wasser gefüllt und der Einspritzhahn am Condensator etwas geöffnet sein.

Einen älteren Kolben mit metallenem Ventil *v* zeigt Fig. 724; das Ventil hat eine doppelte Sitzfläche und wird durch eine in der Mitte befindliche Hülse geführt. Zur Hubbegrenzung dient der mittelst Keil an der Kolbenstange befestigte Muff *h*. Die Dichtung erfolgt wie oben mit Hanf.

Die Kolbenstange ist am besten nur auf Zug in Anspruch zu nehmen. Der grösste Zug in derselben ist gleich dem auf die Kolbenfläche wirkenden Druck der Atmosphäre mehr der Wassersäule von der tiefsten Kolbenstellung bis zum Niveau im Luftpumpenreservoir.

Ventile der Luftpumpe. Der Querschnitt der Ventilöffnungen soll mindesten $^1/_4$ der Kolbenfläche betragen. Am gebräuchlichsten sind Kautschukventile, in Form von Klappen vorkommend, welche wie *s* in Fig. 747 in geneigter Stellung angeordnet werden und geringe Höhe

*) Die Wasserhebmaschinen des Altenberges bei Aachen, S. 49.

erhalten sollen, damit sie sich rasch öffnen und schliessen; ist das Druckventil in derselben Art ausgeführt, so befindet sich das Reservoir seitwärts von der Luftpumpe. Beliebter ist die zweite, die Form von Ringventilen aus Kautschuk, wie bei den Kolben; es werden dann Saug- und Druckventil *s*, *d*, Fig. 727, am oberen und unteren Ende des Luftpumpencylinders, und das Saugreservoir für die Speisepumpe direct ober *d* angebracht. Der schädliche Raum wird dabei am kleinsten; die Kolbenstange muss durch eine Stopfbüchse im Centrum des oberen Ventilsitzes geführt werden.

Die früher verwendeten Ventile aus Leder oder zusammengenähten Leinwandflecken, mit Blech armirt, entsprechen weniger.

Die Construction des Sitzes für Ringventile ist ganz dieselbe wie die eines Kolbens mit Ringventilen, nur tritt an Stelle der Kolbenliederung eine Flantsche zur Befestigung. So zeigt Fig. 719 das obere (Druck-) Ventil; beim unteren ist die Stopfbüchse durch einen Ring zum leichteren Ausheben des Ventils ersetzt.

Anordnung. Die Cisterne, welche den Condensator und die Luftpumpe enthält, wird aus Blech oder Gusseisen hergestellt und muss einen Ueberfall besitzen, welcher das Condensationswasser ablaufen lässt. Zuweilen wird der Condensator von der Luftpumpe getrennt und in einem höheren Niveau aufgestellt, wodurch die Saughöhe der Luftpumpe vermindert oder negativ gemacht werden kann, doch ist die Kühlung dann weniger vollständig. Die Trennung ist daher vorzüglich nur für doppeltwirkende Luftpumpen (s. „Doppeltwirkende Maschinen") vortheilhaft.

Wird unreines Grubenwasser zur Condensation verwendet, so lässt man dasselbe vor dem Eintritt in die Cisterne durch ein Klärbassin laufen, worin sich der Schlamm absetzt. Zweckmässig ist es, dieses Bassin in zwei Räume zu theilen, welche abwechselnd benützt und vom Schlamm gesäubert werden.

Bei grossen Maschinen werden mitunter zwei Condensatoren und zwei Luftpumpen aufgestellt, da diese Apparate doch öfterer Nachsicht und Reparatur bedürfen, welche an dem einen ausgeführt werden kann, während der andere im Betriebe ist.

Getrennte Aufstellung von Luftpumpe und Condensator. Eine solche ältere Aufstellung, am Schacht Nr. 2 der Grube Agrappe bei Mons ausgeführt, zeigt Fig. 717. Das Abblaserohr *A* taucht in eine Stopfbüchse am oberen Ende des Condensators *D*; dieser mündet in den Kasten *K*, welcher das Saug- und Druckventil *s d* der Luftpumpe *L* enthält. Letztere ist mit einem Mönchkolben versehen und drückt das aus dem Condensator gesaugte Wasser in das Abflussrohr, welches ober-

halb des Druckventils *d* in den Kasten *K* mündet. Ein Uebelstand dieser Construction ist der grosse schädliche Raum der Luftpumpe.

Eine andere Anordnung ist in Fig. 595 *) dargestellt. Dem Condensator *D* strömt der Dampf durch das Rohr *A* zu; *v* ist ein stellbares Ventil, welches geschlossen wird, wenn man den Dampf direct ins Freie abströmen lassen will. Der Zufluss des Condensationswassers erfolgt durch das Rohr *r* aus der Cisterne, welche hier nur den Condensator umgibt.

Das Gehäuse für die Luftpumpe *L* besteht aus zwei Theilen *g* und *h*; auf einspringenden Flantschen des Obertheiles *g* ist der Druckventilsitz *d*, dann der Luftpumpencylinder *c* befestigt, in welchem der massive Kolben spielt; *s* ist das Saugventil.

Während der Einströmung des Dampfes in den Condensator bewegt sich der Luftpumpenkolben abwärts, es scheint jedoch die umgekehrte Bewegung die richtigere, indem beim Aufgange ein dem Volum der Luftpumpe entsprechendes Quantum Wasser u. s. w. aus dem Condensator gesaugt und dadurch die Spannung in demselben herabgesetzt wird, während beim Niedergange nur Ueberströmen aus dem Raum unter dem Kolben durch die Ventile *s* in den oberen stattfinden kann.

Fig. 720 ist der Aufriss, 721 der Grundriss und 722 die Seitenansicht eines von der Luftpumpe getrennten Condensators. **) Der cylindrische Condensator *D* steht in der gusseisernen Cisterne *C*; der Dampf strömt demselben durch das Rohr *A* zu. Das von den Schachtpumpen gehobene Wasser gelangt aus einem Klärbassin durch das Rohr *r* in die Cisterne, das Ueberschüssige fliesst durch den Ueberfall *u*, Fig. 721, ab. Das Condensationswasser tritt durch das Rohr *a* aus der Cisterne, sodann durch das Kaltwasserventil *v* und durch das Rohr *b* in das untere Ende des Condensators. Das letzte Rohrstück *b* ist, sowie der untere Theil des Condensators, an den Untersatz der Cisterne angegossen. An *b* endlich schliesst sich das verticale Rohr *c* mit der Brause *d*, welche durch das Handrad *h* gestellt wird und zugleich als Regulirungsventil dient. Dieselbe ist durch Fig. 725 in vergrössertem Maassstabe dargestellt. Die Zuführung des Wassers aus der Cisterne in den Condensator durch ein aussenliegendes Rohr *a* ist etwas complicirter, gewährt aber den Vortheil, dass das Einspritzventil *v* leichter zugänglich ist. *S* ist das Saugrohr der Luftpumpe.

Gemeinschaftliche Aufstellung. Die Anordnung Fig. 747 wurde

*) Burat, Cours d'exploitation des mines, Taf. 53.

**) Angewendet bei der doppeltwirkenden Maschine des Dechenschachtes No. 3 bei Saarbrücken. Hörmann, Wasserhebmaschinen etc., S. 21.

bereits mehrmals erwähnt; der Luftpumpencylinder *L* und der Condensator *D* sind dabei in einen Untersatz eingekittet, welcher die durch eine Oeffnung mit Deckel zugängliche Saugklappe *s* enthält. Am Kolben befindet sich ein Ringventil, als Druckventil fungirt die Platte *d*, welche an der Sitzfläche mit einer Dichtung und in der Mitte mit einer Stopfbüchse für die Kolbenstange versehen ist. Die Reibung der letzteren erleichtert beim Aufgange die Oeffnung und beim Niedergange den Schluss des Ventils *d*. Der Cylinder der Luftpumpe ist durch Ansätze und Schrauben an der gusseisernen Cisterne befestigt.

Fig. 726 und 727 sind zwei Schnitte eines von Kley ausgeführten Condensators nebst Luftpumpe. *N* ist die aus Blech hergestellte Cisterne, welche eine gusseiserne Bodenplatte besitzt und das Wasser durch das Rohr *a* zugeführt erhält, während das Ueberschüssige durch *b* abfliesst. Am Boden steht der Untersatz *u*, auf welchem der Condensator *D* und der Luftpumpencylinder *L* aufgeschraubt sind.

Der Dampf strömt durch das Rohr *A* von oben in den Condensator, das Wasser tritt aus der Cisterne durch das von Hand stellbare Regulirungsventil *k*, durch das von der Maschine bewegte Einspritzventil *l* und die Brause *b* ein. Fig. 589 ist die zugehörige, schon erwähnte Brause.

Die Luftpumpe saugt beim Aufgange durch das Bodenventil *s* und hebt zugleich die Condensationsproducte durch das Ventil *d* in das mit einem Ueberfall versehene Reservoir. Kolben und Ventile sind nach Fig. 729 und 719 ausgeführt.

Luftpumpe im Condensator. Fig. 728 zeigt die Einrichtung bei der Maschine zu Rüdersdorf*), welche dadurch compendiös ist, dass die Luftpumpe *L* in dem Condensator *D* selbst aufgestellt ist. Der Dampf strömt dem Condensator durch das Rohr *A*, das kalte Wasser durch *a* zu; *v*, Fig. 723, ist das Regulirungsventil, zugleich Brause. Das von der Maschine bewegte Einspritzventil ist in der unteren Fortsetzung des Rohres *a*, Fig. 728, angebracht. Die Luftpumpe hebt das Wasser wie gewöhnlich in ein oben aufgesetztes Reservoir, in welches das Saugrohr *l* der Speisepumpe mündet. Die Condensation wird dadurch erleichtert, dass der Wasserstrahl den Dampf schon innerhalb des Ausblaserohres *A* trifft; sie dürfte indessen bei Anwendung einer Cisterne doch noch vollständiger werden.

Aehnliche Einrichtung zeigt das Ganze bei der unter „Anordnung“ beschriebenen Barklay'schen Maschine.

Speise- und Kaltwasserpumpe. Auch diese Apparate werden durch

*) Von Kley, s. „Wasserhebmaschinen etc.“ von Hörmann, S. 60.

einen der vorhandenen Balanciers bewegt. Die Speisepumpe ist in gleicher Art wie bei anderen Dampfmaschinen auszuführen. Ihre Saughöhe soll Null oder negativ sein, da die höhere Temperatur des im Vorwärmer oder im Reservoir der Luftpumpe befindlichen Wassers das Ansaugen erschwert. Sie muss eine Vorrichtung zur In- und Aussergangsetzung erhalten, zu welchem Zwecke z. B. im Saugrohr ein von Aussen stellbares Ventil angebracht wird, bei dessen Sperrung der Kolben nur den aus dem Wasser sich entwickelnden Dampf abwechselnd verdünnt und verdichtet, oder es wird eine einfache Kuppelung hergestellt, um den Kolben in oder ausser Verbindung mit der Maschine zu bringen u. s. w. Auch soll ein Sicherheitsventil für den Fall vorhanden sein, dass die Pumpe aus Versehen in Betrieb gesetzt wird, wenn sämmtliche Speiseventile der Kessel geschlossen sind.

Wird eine besondere Dampfpumpe aufgestellt, so ist dieselbe auf die gleiche Wassermenge pr. Secunde, wie eine an die Maschine angehängte Pumpe zu berechnen, selbstversändlich wird aber die Hubzahl grösser genommen als die der Wasserhebmaschine.

Die Kaltwasserpumpe wird mit Mönchkolben oder, wenn man ihre Verbindung mit der Maschine nicht auf Druck in Anspruch nehmen will, mit massivem Scheibenkolben als Hubpumpe hergestellt; in das obere Ende des Cylinders münden dann ein oder zwei Gurgelrohre, welche die Verbindung mit dem Raum ober dem Saug- und unter dem Druckventil herstellen.

Erleichterung der Condensation. Die erforderliche Menge Condensationswasser wird um so kleiner, je geringer die zu condensirende Dampfmenge ist. Erfolgt nun die Expansion bis auf eine Spannung, welche grösser ist als die atmosphärische, so kann man während des Ueberströmens des Gleichgewichtsdampfes einen Theil desselben ins Freie austreten lassen. Zu diesem Zwecke bringt man in dem Gleichgewichtsrohre ein gegen Aussen sich selbstthätig öffnendes Ventil an, welches den Dampf in ein Ausblaserohr leitet. Beim Aufgange ist das Gleichgewichtsrohr mit dem Condensator in Verbindung, daher die Spannung darin kleiner als die atmosphärische, und das Ventil bleibt geschlossen.

Beim Niedergange aber ist nach der Voraussetzung die Spannung grösser als die atmosphärische, das Ventil öffnet sich und der Dampf tritt zum Theile aus. Die Spannung sinkt daher nahe auf die atmosphärische, das beim folgenden Aufgange zu condensirende Dampfquantum ist entsprechend kleiner.

Diese Einrichtung wurde bei der Maschine des Kübekschachtes bei Brandeisl zur Anwendung gebracht.

Condensator ohne Luftpumpe von Letoret. Ein Condensator ohne Luftpumpe wurde *) 1826 von Alban ausgeführt. Ferner wird **) angegeben, dass John Pattison bereits 1824 dieses Princip erfunden habe.

Bei dem Letoret'schen Condensator, Fig. 732 ***), ist der Dampfcylinder *C*, wie bei einer Maschine ohne Expansion, nur mit zwei Ventilen, dem Ein- und Auslassventil *e a* ausgestattet, der obere Cylinderraum durch das Gleichgewichtsrohr *R* in steter Verbindung mit dem Auslassrohr *A*; dieses ist jedoch nicht ins Freie, sondern in den Condensator *D* geführt, in welchen durch eine Brause das kalte Wasser einströmt. An der unteren Mündung ist der Condensator durch ein Ventil *v* geschlossen, dessen Gewicht derart ausgeglichen ist, dass es sich öffnet, sobald der Druck im Condensator den atmosphärischen etwas überschreitet. Der Behälter *b* nimmt das durch *v* strömende Condensationswasser auf und lässt es durch den Ueberfall *u* abfliessen.

Das Spiel der Steuerventile ist das gleiche, wie bei einer Maschine ohne Condensation. Beim Aufgange des Gestänges ist das Einspritzventil geöffnet, wodurch die Kolbenbewegung in der bekannten Weise erleichtert wird, das Ventil *v* bleibt durch den äusseren Luftdruck geschlossen. Beim Niedergange findet durch das geöffnete Ventil *a* Ueberströmen des Dampfes aus dem unteren in das obere Cylinderende, zugleich aber in den Condensator statt; die Spannung in letzterem steigt über die atmosphärische, so dass das condensirte Wasser durch das sich öffnende Ventil *v* fortgetrieben wird. Die Expansion darf daher nur so weit gehen, dass die Spannung des expandirten Dampfes grösser bleibt als die atmosphärische. Die Arbeitsfähigkeit dieses Dampfes wird benützt, um das Wasser direct aus dem Condensator fortzuschaffen, ersetzt also den Betrieb der Luftpumpe. Sobald die Spannung des überströmenden Dampfes bis auf die atmosphärische gesunken ist, schliesst sich das Ventil *v*, die Spannung geht daher nicht unter die genannte Grenze herab und nach Schluss des Auslassventils stellt sich durch Compression des Dampfes unter dem Kolben die hinreichende Pressung zur Begrenzung des Niederganges ein.

Man hat gefunden, dass der Dampf nicht weiter als bis auf $1\frac{1}{2}$ Atmosphären absolute Spannung expandiren dürfte, da sonst das Condensationswasser nicht vollständig ausgetrieben wird; es wird also die Anwendung der Expansion durch den Apparat beschränkt. Die Conden-

*) Nach Ponson's Steinkohlenbergbau, Supplement S. 541.

**) Im Engineer vom 9. October 1868.

***) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1855/56, 1. Bd., S. 168.

sation ist dadurch erleichtert, dass derselben stets nur Dampf von 1 Atmosphäre Spannung unterworfen wird; dagegen leuchtet ein, dass sie nicht so vollständig sein könne als bei Mithilfe einer Luftpumpe. Indessen ist es, während in den ersten Apparaten die Spannung 0·4 Atmosphären und darüber betrug, bei später ausgeführten gelungen, den Druck auf $^1/_3$, selbst $^1/_4$ Atmosphäre herabzubringen*), welche Ziffer sich schon sehr der bei gewöhnlichen Condensatoren erreichten nähert; und da durch Wegfallen der Luftpumpe eine erhebliche Vereinfachung der Maschine resultirt, verdient das Princip alle Beachtung. In der That sind die Letoret'schen Condensatoren schon mehrfach in Anwendung.

Ruffer's Condensator ohne Luftpumpe. Dieser, der Hauptsache nach mit dem vorigen übereinstimmende Apparat soll schon 1843 von Hoffmann ausgeführt worden sein. Derselbe ist durch die Skizze Fig. 690 dargestellt. In den Condensatorraum *D* wird der Dampf durch das Rohr *A* geführt, das Condensationswasser tritt durch das Rohr *w* und das stellbare Ventil *n* zu. Der Condensator *D* besitzt ein Fussstück *a*, in welchem Oeffnungen mit Kautschukklappen *v* angebracht sind, und befindet sich in einem mit Ueberfall versehenen Wasserbecken. Der ausströmende Dampf verdrängt nach Oeffnung der Klappen *v* das Condensationswasser, später aber, sobald der Druck kleiner wird als der atmosphärische, schliessen sich die Klappen und es findet Condensation statt.

Der Apparat ist hier dadurch einfacher und für längeren ungestörten Gang geeignet, dass die Klappen *v* vermöge geringen Gewichtes und geneigter Stellung sich leicht öffnen, ohne eines Gegengewichtes zu bedürfen, auch fällt die Führung eines Tellerventils weg. Der seitliche Eintritt des Dampfes soll eine weniger gute Condensation zur Folge haben, indessen könnte der obere Theil wie in Fig. 732 ausgeführt und dadurch dieser Anstand leicht beseitigt werden.

Trockene Luftpumpen. Bei den (rotirenden) Maschinen der Zeche Roland bei Oberhausen, dann auf der Ferdinandsgrube bei Kattowitz ist der Condensator mit einem etwas über 10^m hohen Rohre in Verbindung, welches mit dem unteren Ende in ein Wasserbassin taucht und das Condensationswasser beständig ablaufen lässt. Durch den Unterschied zwischen dem äusseren Luftdrucke und der Condensatorspannung wird in dem Rohr eine Wassersäule von entsprechender Höhe im Gleichgewichte erhalten. In Folge dessen hat die Luftpumpe, welche dann eine trockene Luftpumpe genannt wird, nur den nicht condensirten

*) Zeitschrift deutscher Ing. 1869, 13. Bd., S. 614.

Dampf und die Luft fortzuschaffen, welche derselbe enthält, sie erfordert daher geringere Dimensionen.

An Arbeit zur Fortschaffung der Condensationsproducte wird bei dieser Einrichtung nur dann gespart, wenn das Condensationswasser ein entsprechendes Gefälle besitzt, wenn dasselbe z. B. im Niveau der Maschine zu- und nebst dem aus der Grube gehobenen Wasser durch einen Stollen abfliesst, der sich mehr als 10 ^{m} unter dem Niaeau der Maschine befindet. Benützt man aber das Grubenwasser selbst zur Condensation, so muss der entsprechende Theil desselben nur zu diesem Zwecke höher gehoben werden, und die dazu erforderliche Arbeit gleicht sich mit der Ersparung beim Betriebe der Luftpumpe aus.

Indessen ergibt sich selbst in diesem Falle noch immer der Vortheil geringerer Dimensionen der Luftpumpe, und es kann mithin die Einrichtung in speciellen Fällen gute Dienste leisten. Stets setzt dieselbe voraus, dass in einer Tiefe von circa 10 ^{m} unter dem Condensator der Abfluss des Wassers möglich sei.

Die trockene Luftpumpe hat statt des Gesammtvolums $2{\cdot}4\,J_1$ (vergl. S. 411) an Dampf, Wasser und Luft nur das Volum $1{\cdot}4\,J_1$ des nicht condensirten Dampfes und der Luft fortzuschaffen, daher ergibt sich das Volum V_1 eines Kolbenschubes nur $\frac{1{\cdot}4}{2{\cdot}4} = 0{\cdot}6$mal so gross als für eine nasse Luftpumpe oder wegen (50)

$$V_1 = 0{\cdot}6 \,.\, 5\, J_1 = 3\, J_1,$$

wobei J_1 durch (48) gegeben ist, und es reducirt sich dieses Volum noch weiter, wenn man, wie es bei derartigen Luftpumpen vorkommt*), dieselben durch eine besondere Dampfmaschine, daher mit grösserer Geschwindigkeit bewegen lässt.

Bei trockenen Luftpumpen mit abgesonderter Maschine kommen durch Excenter bewegte Schieber statt selbstthätiger Ventile zur Anwendung.

Die Balanciers.

Der Balancier (Hauptbalancier) dient zur Verbindung der Dampfkolbenstange mit dem Gestänge, der Contrabalancier zur Gewichtsausgleichung. Bei Balanciermaschinen könnte das Ausgleichungsgewicht auch an der dem Cylinder zugekehrten Seite des Hauptbalancier befestigt werden; da dieser aber schon durch den vollen Dampfdruck in Anspruch genommen wird, so ist es bei einigermassen stärkerer Be-

*) S. Hörmann, die Wasserhebmaschinen etc., S. 78.

lastung zweckmässiger, wie bei directwirkenden Maschinen einen besonderen Contrabalancier anzuwenden.

Der Hauptsache nach sind beide Arten Balanciers von gleicher Construction und sie können auch auf gleiche Art berechnet werden. Früher wurden dieselben aus Gusseisen gefertigt; bei allen neueren Anlagen verwendet man Schmiedeisen (Blech) zur Herstellung. Mehrere Fälle haben gezeigt, dass das Gusseisen für einen so wichtigen Bestandtheil, dessen Bruch die empfindlichsten Folgen nach sich zieht, keine genügende Sicherheit besitzt, auch erhalten die daraus gefertigten Balanciers ein grösseres Gewicht. Es verdient daher die wenngleich kostspieligere Anordnung aus Blech für grössere Dimensionen stets den Vorzug.

Construction aus Gusseisen. Die gusseisernen Balanciers wurden zur Erleichterung der Befestigung der Schubstangen, Kolbenstangen der Pumpen u. s. w. nach Fig. 733, 734 und 735 aus zwei Hälften *a a* hergestellt und diese durch die mittlere Axe und die Endzapfen verbunden, welche durch Keile in Naben der Stücke *a a* befestigt sind. Nebstdem wurden Einlagen *e* nach Art von Stehbolzen angebracht. Die Theile *a* sind innen glatt, aussen verrippt.

Zur Verstärkung hat man bei Contrabalanciers nach Fig. 756 Arme *a* befestigt oder angegossen, welche durch Eisenschienen *b* mit den Endzapfen verbunden wurden. Bei genügender Stärke dieser Schienen ist dann der Balancier selbst nur auf Druck in Anspruch genommen.

Construction aus Blech. Die älteren Blechbalanciers wurden, wie die gusseisernen, aus zwei Hälften, hier von I-förmigem Querschnitt, hergestellt, um dem Ganzen grössere Breite und daher mehr Stabilität zu ertheilen, und um einzelne Stangen, z. B. die Steuerstange und das Gestänge selbst zwischen beiden Theilen durchführen zu können. Zur Verbindung dienten ausser der Axe und den Zapfen Stehbolzen, auch gusseiserne Einlagen.

Es zeigte sich jedoch, das diese Verbindung nicht hinreiche und dass das Blech geknickt werden kann. Daher verbindet man jetzt die beiden Längswände durch eine Anzahl Querwände und legt oben und unten Bleche (Kopf- und Fussblech) auf, welche der Aussenform des Balancier entsprechend gekrümmt sind. Dadurch erhält derselbe die erforderliche Steifigkeit. Die Befestigung der Axe und Zapfen erfolgt durch gusseiserne Einlagen, die Stangen werden durch Oeffnungen in den Blechplatten gesteckt.

Ein Beispiel für die Construction eines grossen Contrabalancier aus Blech für ein Gegengewicht von 50000 Kil. geben die Fig. 736 bis

746.*) Fig. 736 ist der Aufriss, Fig. 737 der Querschnitt. Die zwei Verticalwände sind aus Blechtafeln von 11·5 Millim. Stärke zusammengesetzt und diese durch aussen angelegte Blechstreifen *s* und Nieten verbunden. Durch Winkeleisen stehen die Verticalwände mit Querwänden *q* von 6·5 Millim. Stärke und mit der Umhüllung *a*, Fig. 737, des Balancier in Verbindung, welche aus zwei Blechlagen von je 10 Millim. Dicke besteht; im mittleren Theile sind noch Platten *p* (Deckbleche) von 16·5 Millim. Stärke angelegt.

Fig. 741 ist der Horizontalschnitt, 742 Ansicht und Längenschnitt, 743 der Querschnitt des einen Balancierendes, das zur Anbringung des Gegengewichtes dient; letzteres besteht aus Gusseisenscheiben von verschiedener Dicke, welche beiderseits auf den 1·9 m langen Bolzen *d* aufgesteckt werden. Der Bolzen *d* ist in einer gusseisernen Nabe befestigt, welche durch rund herum laufende Flantschen und Nieten mit den Verticalwänden des Balancier in Verbindung steht; vier Rippen *r* steifen die Flantschen gegen einander ab.

Fig. 744, 745 und 746 zeigen das zum Anschlusse der Schubstange dienende Balancierende im Horizontal- und zwei Verticalschnitten. Die Schubstange hängt an dem Zapfen *c* und dieser ist in einem Gusseisenstück eingesetzt, welches unten wegen Durchganges der Schubstange, oben wegen Einbringens der Schmiere durchbrochen ist und an dessen parallelen Stirnwänden sich die Naben für den Zapfen *c* befinden.

Fig. 738 bis 740 endlich stellen das Mittelstück des Balancier dar, bestehend aus einem viereckigen Rahmen *n*, dessen Verticalwände durch die Querwand *w* verbunden sind; in der Mitte befindet sich die Nabe für die Balancieraxe. An beiden Enden der Nabe sind Schmiedeisenringe aufgezogen.

Einen anderen Blechbalancier zeigen Fig. 748 und 749; bei diesem sind oben und unten je zwei Deckbleche aufgelegt, die Verticalwände durch Diagonalbleche abgesteift und die Naben für Zapfen und Axe aus je zwei abgesonderten Theilen hergestellt. Die Querwände *i*, von welchen im Grundrisse nur eine angedeutet ist, bestehen aus gewalztem I-Eisen.

Hauptdimensionen der Blechbalanciers. Die Armlänge des Balancier, vom Mittelpunkte der Axe bis zu dem des Zapfens gerechnet, muss so gross sein, dass der Zapfen beim Auf- und Niedergange sich nicht zu sehr von einer verticalen Geraden entfernt. Man findet die Länge *L* des grösseren Armes der Balanciers gleich dem 1·25 — bis 1·73fachen Hube *s*, bei neueren Anlagen meist

*) Kley, die Wasserhebmaschinen des Altenberges, S. 46.

$$L = 1{\cdot}6\,s;$$

für Contrabalanciers, welche statt eines Parallelogramms durch lange Schubstangen mit dem Gestänge verbunden werden können, ist dieses Verhältniss etwas geringer und variirt zwischen 1·17 und 1·66; bei neueren Maschinen macht man

$$L = 1{\cdot}5\,s.$$

Das Verhältniss der Armlänge des Hauptbalancier auf Seite des Dampfcylinders zur Länge auf der Gestängseite beträgt gewöhnlich 1·25. Auch bei Contrabalanciers wird zuweilen der Arm auf der Gewichtsseite in ähnlichem Verhältnisse länger gemacht als auf der Gestängseite, wodurch zwar der Balancier selbst etwas kostspieliger, dagegen die Belastung und der Druck auf die Zapfen geringer werden.

Damit die Abweichung der Zapfen von der verticalen Axe des Gestänges oder der Kolbenstange nach beiden Seiten gleich und am kleinsten werde, muss der Balancier so aufgestellt sein, dass die Verlängerung der genannten Axe den Sinus versus des Bogens halbirt, den der Zapfen von der Mittellage aus auf- und abwärts zurücklegt.

Je grösser die Höhe des Balancier in der Mitte, desto geringer wird der Materialaufwand, doch ist dann die Gefahr einer Knickung der Längenwände grösser und muss die Absteifung durch die Querwände um so kräftiger sein. Man findet meist die halbe Höhe h in der Mitte

$$h = \frac{L}{6} \text{ bis } \frac{L}{4}$$

und die Breite der Kopf- und Fussbleche

$$b = 0{\cdot}6\,h \text{ bis } 0{\cdot}65\,h.$$

Berechnung der Balanciers ohne Deckbleche. Der Querschnitt des Balancier besitzt die in Fig. 753 angedeutete Form. Ist P die Belastung, L die Länge des Balancierarmes, an welchem P wirkt, h die halbe Höhe der Längswände in der Mitte, b die Breite von Kopf- und Fussblech, e die Dicke dieser Bleche und e_1 die der Längswände, endlich $\mathfrak{B}$ die zulässige Spannung pr. Quadratmeter in Kil., so ist, wenn man das Winkeleisen nicht berücksichtigt,

$$PL = \frac{\mathfrak{B}}{6}\left\{ b\,[(2h + 2e)^2 - 4h^2] + 8e_1 h^2 \right\} =$$

$$= \frac{2\mathfrak{B}}{3}\,[b\,(2he + e^2) + 2e_1 h^2],$$

und da man e^2 gegen $2he$ vernachlässigen kann,

(55) $PL = \frac{4\mathfrak{B}}{3} h (b e + h e_1).$

Hieraus folgt

$$\frac{3P}{4\mathfrak{B}} \frac{L}{h} = e \left(b + \frac{e_1}{e} h\right)$$

(56) $e = \frac{3P}{4\mathfrak{B}} \frac{L}{h} \frac{1}{b + \frac{e_1}{e} h}.$

Wählt man also das Verhältniss $\frac{e_1}{e}$ und nach den früheren Angaben die Grössen b und h, so lässt sich hieraus die Dicke e der Kopfbleche und sonach e_1 ermitteln.

Soll der Balancier in allen Querschnitten gleich sicher sein, und sei Fig. 770 C dessen Mittelpunkt, O der des Zapfens, an welchem die Last P wirkt, A der Scheitel des Balancier, daher $AC = h$ und $OC = L$, so muss für einen beliebigen anderen Querschnitt BD, dessen halbe Höhe y und dessen Entfernung von O gleich x ist, analog zu (55)

$$Px = \frac{4\mathfrak{B}}{3} y \, (b e + e_1 y)$$

sein; hieraus folgt

(57) $y^2 + \frac{e}{e_1} b y = \frac{3P}{4\mathfrak{B} e_1} x$

als Gleichung der Linie ABO, nach welcher das Kopf- und Fussblech gekrümmt sein muss, damit der Balancier ein Körper von gleicher Festigkeit wird.

Diese Linie ist eine Parabel, deren Scheitel jedoch nicht im Punkte O liegt. Seien nämlich O_1 der Scheitel einer durch die Punkte O und B gehenden Parabel, p der Parameter derselben, ξ und η die auf O_1 bezogenen Coordinaten von O, so ist

$$(y + \eta)^2 = p \, (x + \xi),$$
$$\eta^2 = p \, \xi,$$

und wenn man die untere von der oberen Gleichung abzieht

$$y^2 + 2 \eta y = p x,$$

eine Gleichung, welche der Form nach mit (57) übereinstimmt. Aus derselben ergibt sich wegen (57)

$$p = \frac{3P}{4\mathfrak{B} e_1}$$

als Parameter der Parabel, welche die Balancierform darstellt, ferner sind

$$\eta = \frac{e}{e_1}\frac{b}{2} \text{ und } \xi = \frac{\eta^2}{p}$$

der Horizontal- und Verticalabstand des Scheitels O_1 der Parabel vom Zapfenmittelpunkt O.

Da nun in O der Endzapfen des Balancier zu befestigen ist, kann man dem letzteren nicht die Form AOE geben, sondern muss die Form AFE annehmen, welche zum Theil aus einem vom Mittelpunkte O aus gezogenen Kreisbogen besteht.

Berechnung der Balanciers mit Deckblechen. Bei der angegebenen Form AFE, Fig. 770, ist der Balancier nicht mehr ein Körper von gleicher Festigkeit, sondern seine Stärke nimmt von A gegen F zu. Es ist daher rationell und muss auf Materialersparung führen, wenn man in der in den früheren Beschreibungen angegebenen Art oben und unten je 1 oder 2 Deckbleche anlegt und dadurch annähernd wieder einen Körper von gleicher Festigkeit herstellt.

Sei nun e wie früher die Stärke des Kopf- und Fussbleches, e_2 die Gesammtstärke der Deckbleche im Scheitel, so hat man in der Gleichung (55) $e + e_2$ statt e zu setzen, und hiermit ergibt sich

$$PL = \frac{4}{3}\mathfrak{B}\,h\left[b\,(e + e_2) + h\,e_1\right],$$

$$\frac{3\,P}{4\,\mathfrak{B}}\frac{L}{h} = e\left[b\left(1 + \frac{e_2}{e}\right) + h\frac{e_1}{e}\right],$$

$$(58) \quad .\ .\ .\ .\ \quad e = \frac{3\,P}{4\,\mathfrak{B}}\frac{L}{h}\,\frac{1}{b\left(1 + \frac{e_2}{e}\right) + h\frac{e_1}{e}}.$$

Um hiernach die Stärke e des Kopf- und Fussbleches zu ermitteln, muss man die Verhältnisse von e_2 und e_1 zu e wählen. Man findet

$$\frac{e_1}{e} = 0{\cdot}5 \text{ bis } 0{\cdot}75;$$

das Verhältniss von e_2 zu e wird derart angenommen, dass sich die Dicke e_2 auf 1 oder 2 Deckbleche vertheilen lässt, welche auch eine von e verschiedene Stärke erhalten können. Ergibt sich e zu gross, so vertheilt man diese Dimension auf zwei Bleche, wie bei dem Balancier Fig. 736, oder man nimmt $\frac{e_2}{e}$ grösser und ermittelt e wiederholt nach (58). Bei der Berechnung pflegt man mit grosser Sicherheit vorzugehen; man kann

$$\mathfrak{B} = 5{,}000000$$

annehmen, wodurch der Umstand berücksichtigt ist, dass das Eigengewicht des Balanciers vernachlässigt wurde, sowie dass nach S. 321 in der zweiten Hälfte des Aufganges der von einem Contrabalancier übertragene Druck grösser ist als seine Belastung.

Ist e festgesetzt, so ergibt sich nach den angenommenen Verhältnissen auch e_1 und e_2, daher die Gesammtstärke ε der Bleche im Scheitel

$$\varepsilon = e + e_2.$$

Es müssen nun die Punkte bestimmt werden, wo die Deckbleche endigen sollen, wobei anzunehmen ist, dass an den betreffenden Stellen der verminderte Querschnitt eben noch die genügende Sicherheit darbieten müsse. Seien also x_1 y_1 die Coordinaten des Punktes, wo das oberste Deckblech endigen, daher die Gesammtdicke von ε auf einen Werth ε_1 herabgehen soll, so muss nach (55), worin x_1 statt L, y_1 statt h und ε_1 statt e zu setzen ist,

$$P x_1 = \frac{4}{3} \mathfrak{B} y_1 (b \varepsilon_1 + e_1 y_1)$$

oder

$$(59) \quad \ldots\ldots \quad \frac{3P}{4\mathfrak{B}} x_1 = y_1 (b \varepsilon_1 + e_1 y_1)$$

sein. Für den Punkt, wo das folgende Deckblech endigt, erhält man ebenso

$$\frac{3P}{4\mathfrak{B}} x_2 = y_2 (b \varepsilon_2 + e_1 y_2) \text{ u. s. w.}$$

Man kann nun entweder die Form des Balancier annehmen, welche durch eine Gleichung auszudrücken ist, die in Verbindung mit den obigen die Coordinaten x_1 y_1, x_2 y_2 u. s. w. ergibt, oder man nimmt direct die eine Coordinate x_1 x_2 ... oder y_1 y_2 ... an und erhält aus obigen Gleichungen die zweite Coordinate.

1) Im ersten Falle wird häufig eine Gerade AB, Fig. 767, angenommen, welche den am Balancierende vorhandenen Kreisbogen tangirt und in der Mitte in eine Abrundung von grossem Halbmesser übergeht. Sei β die im Zapfenmittelpunkt O errichtete Ordinate dieser Geraden, t die Tangente des Winkels, welchen AB mit der Horizontalen einschliesst, so ist deren Gleichung, auf O bezogen,

$$y = \beta + t x;$$

endigt das erste Deckblech im Punkte C, dessen Coordinaten x_1 und y_1 sind, so hat man auch

$$y_1 = \beta + t x_1;$$

hieraus folgt

$$(60) \quad \ldots\ldots\ldots \quad x_1 = \frac{y_1 - \beta}{t}.$$

Substituirt man diesen Werth in (59), so ergibt sich

$$\frac{3\,P}{4\,\mathfrak{B}\,t}(y_1 - \beta) = y_1\,(b\,\varepsilon_1 + e_1\,y_1),$$

und wenn man

$$(61) \quad \ldots\ldots\ldots \quad A = \frac{3\,P}{4\,\mathfrak{B}\,t} \text{ setzt,}$$

$$A\,(y_1 - \beta) = y_1\,(b\,\varepsilon_1 + e_1\,y_1),$$

$$y_1^2 + y_1\left(b\,\frac{\varepsilon_1}{e_1} - \frac{A}{e_1}\right) + \frac{A\,\beta}{e_1} = 0,$$

$$y_1^2 - \frac{2\,B}{e_1}\,y_1 + \frac{A\,\beta}{e_1} = 0,$$

worin

$$(62) \quad \ldots\ldots\ldots \quad B = \frac{A - b\,\varepsilon_1}{2}$$

ist. Hiermit wird

$$(63) \quad \ldots\ldots \quad y_1 = \frac{B}{e_1}\left(1 - \sqrt{1 - \beta\,e_1\,\frac{A}{B^2}}\right).$$

Hierin ist vor der Wurzelgrösse das Zeichen — eingesetzt. Es sind nämlich nach der obigen Ableitung y_1 und x_1 nichts anderes als die Coordinaten der Durchschnittspunkte C und C_1, Fig. 767, der Geraden AB mit der Parabel OCC_1, welche die Körperform von gleicher Festigkeit für die Blechstärke ε_1 darstellt; dem Punkte C entspricht das Zeichen —, dem Punkte C_1 das Zeichen + in obigem Werthe von y_1; würde die geradlinige Begrenzung des Balancier sich in der That bis über C_1 hinaus erstrecken, so müsste das Deckblech in C und C_1 endigen, also nur das gerade Stück CC_1 des Balancier überdecken. Da aber die gerade Begrenzung in B endigt, handelt es sich hier nur um den Punkt C, welchem im Werthe von y_1 das Zeichen — entspricht.

Ist y_1 berechnet, so erhält man x_1 aus (60). Ebenso ergibt sich x_2 und y_2, indem man ε_2 statt ε_1 setzt u. s. w.

Man hat dabei zuerst die Stärke des Zapfens zu bestimmen und danach die Höhe β, Fig. 767, anzunehmen.

2) Nimmt man beliebige Abstände x_1 x_2 u. s. w. längs der Axe gemessen an, in welchen die Deckbleche enden sollen, so ergibt sich aus (59)

$$y_1^2 + \frac{\varepsilon_1}{e_1} b y_1 = \frac{3P}{4\mathfrak{B} e_1} x_1 ,$$

$$(64) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad y_1 = \frac{b\,\varepsilon_1}{2\,e_1} \left(\sqrt{1 + \frac{3P}{\mathfrak{B}} \frac{e_1\,x_1}{b^2\,\varepsilon_1^2}} - 1 \right);$$

ist für das zweite Deckblech x_2 gewählt, so ergibt sich aus einer analogen Gleichung, in welcher x_2, y_2 und ε_2 statt x_1, y_1 und ε_1 zu setzen sind, die Ordinate y_1.

Die Begrenzungslinie des Balancier muss nun die Punkte einschliessen, welche durch die Coordinaten x_1 y_1, x_2 y_2 u. s. w. bestimmt sind.

Es ist möglich, dass bei diesem Vorgange die erhaltenen Punkte sich durch keine Curve von passender Form vereinigen lassen. Man kann daher auch den blossen Versuchsweg einschlagen, eine beliebige parabelartige Curve verzeichnen, ohne deren Gleichung festzusetzen, sodann den Abstand x_1 annehmen, wo das erste Deckblech endigen soll und aus (64) den entsprechenden Werth von y_1 berechnen. Ist dieser grösser als die aus der Zeichnung sich ergebende Ordinate, welche zur Abscisse x_1 gehört, so nimmt man für x_1 einen kleineren, im umgekehrten Falle einen grösseren Werth, berechnet wiederholt y_1 und fährt auf diese Weise so lange fort, bis der berechnete Werth mit dem aus der Zeichnung entnommenen stimmt. Ebenso ermittelt man die Endpunkte der folgenden Deckbleche. —

Ist der Balancier ungleicharmig, so findet man stets die Form des zweiten Balancierarmes, indem man die Länge der beiden Arme in eine gleiche Zahl Theile theilt, in den Theilpunkten Ordinaten errichtet und die Länge der Ordinaten von der Seite, wo die Form bereits ermittelt wurde, auf die entsprechenden Ordinaten der anderen Seite überträgt; die dadurch erhaltenen Punkte sind durch eine continuirliche Curve zu verbinden.

Die Querwände werden in Abständen von 1·3 bis 1·5^{m} angebracht, zwischen den Einlagstücken für die Zapfen u. s. w. entsprechend vertheilt, nach Umständen auch in ungleichen Entfernungen von einander. Bei den ausgeführten Balanciers haben die Querwände, wenn sie aus Blech bestehen, eine geringere Stärke als die Längenwände.

Sind die Kopfbleche durch Oeffnungen für durchgehende Stangen geschwächt, so gleicht man dies durch kurze, beiderseits aufgenietete Blechstücke aus.

Beispiel. Es ist ein Contrabalancier für $P = 60000$ Kil. Belastung zu berechnen; derselbe soll gleicharmig sein und der Hub s des Gestänges 3 Meter betragen. Die Armlänge L sei

$$L = 1\cdot5\, s = 4\cdot5\,^{\text{m}},$$

die halbe Höhe und die Breite $h = \frac{L}{5} = 0\cdot9\,^{\text{m}}$, $b = 0\cdot6\, h = 0\cdot54\,^{\text{m}}$, dann die Spannung pr. Quadratmeter

$$\mathfrak{B} = 5{,}000000 \text{ Kil.}$$

angenommen. Es sollen zwei Deckbleche verwendet werden; wählt man die Verhältnisse

$$\frac{e_1}{e} = 0\cdot7 \text{ und } \frac{e_2}{e} = 2,$$

so dass jedes der zwei Deckbleche ebenso stark ist als das Kopfblech, so folgt aus (58) die Stärke des letzteren

$$e = \frac{3 \,.\, 60000}{4 \,.\, 5{,}000000} \,.\, 5 \,.\, \frac{1}{0\cdot54\,(1 + 2) + 0\cdot9 \,.\, 0\cdot7} = 0\cdot02\,^{\text{m}}.$$

Sonach wird die Gesammtstärke der Bleche im Scheitel

$$\varepsilon = 3 \,.\, 0\cdot02 = 0\cdot06\,^{\text{m}}$$

und die Stärke der Längswände

$$e_1 = 0\cdot7 \,.\, 0\cdot02 = 0\cdot014\,^{\text{m}}.$$

a) Wählt man die Form Fig. 767 für den Balancier und sei die Höhe $\beta = 0\cdot4\,^{\text{m}}$, ferner die Tangente des Winkels, den die geradlinige Begrenzung mit der Horizontalen einschliesst, $t = 0\cdot134$, so wird nach (61) die Hilfsgrösse

$$A = \frac{3 \,.\, 60000}{4 \,.\, 5{,}000000 \,.\, 0\cdot134} = 0\cdot0672,$$

ferner ist für die Stelle, wo das obere Deckblech endigt,

$$\varepsilon_1 = 2 \,.\, 0\cdot02 = 0\cdot04\,^{\text{m}}$$

zu setzen, es ergibt sich nach (62) die Hilfsgrösse

$$B = \frac{0\cdot0672 - 0\cdot54 \,.\, 0\cdot04}{2} = 0\cdot0228,$$

sodann nach (63) und (60)

$$y_1 = \frac{0\cdot0228}{0\cdot014}\left(1 - \sqrt{1 - 0\cdot4 \,.\, 0\cdot014\, \frac{0\cdot0672}{0\cdot0228^2}}\right) = 0\cdot778\,^{\text{m}}.$$

$$x_1 = \frac{0\cdot778 - 0\cdot4}{0\cdot134} = 2\cdot82\,^{\text{m}}.$$

Das obere Deckblech muss daher in einer längs der horizontalen Mittellinie des Balancier gemessenen Entfernung $x_1 = 2\cdot82\,^{\text{m}}$ vom Zapfenmittelpunkte endigen, oder in einer ebenso gemessenen Entfernung $L - x_1 = 4\cdot5 - 2\cdot82 = 1\cdot68\,^{\text{m}}$ vom Scheitel.

Für den Endpunkt des zweiten Deckbleches ist $\varepsilon_2 = 0\cdot02\,^{\text{m}}$ zu setzen, es ergibt sich wie früher $A = 0\cdot0672$, dann

$$B = \frac{0\cdot0672 - 0\cdot54 \,.\, 0\cdot02}{2} = 0\cdot0282$$

und hiermit aus (63) und (60)

$$y_2 = \frac{0·0282}{0·014}\left(1 - \sqrt{1 - 0·4 . 0·014 \frac{0·0672}{0·0282^2}}\right) = 0·551^m,$$

$$x_2 = \frac{0·551 - 0·4}{0·134} = 1·13^m;$$

die horizontal gemessene halbe Länge des unteren Deckbleches ist daher $L - x_2 = 4·5 - 1·13 = 3·37^m$.

b) Nimmt man die Punkte, wo die Deckbleche endigen sollen, beliebig, z. B. nach gleichen Theilen der Länge L an, also $x_1 = 3$ und $x_2 = 1·5^m$, so erhält man aus (64), da

$$\frac{b}{2\,e_1} = 19·3, \quad \frac{3\,P\,e_1}{\mathfrak{B}\,b^2} = 0·00173$$

ist, für $x_1 = 3$ und $\varepsilon_1 = 0·04^m$

$$y_1 = 19·3 . 0·04 \left(\sqrt{1 + 0·00173 \frac{3}{0·04^2}} - 1\right) = 0·819^m$$

und ebenso für $x_2 = 1·5$ und $\varepsilon_2 = 0·02^m$, $y_2 = 0·669^m$.

Dimensionen der Axe und der Zapfen. Ist Q Kil. der Druck auf einen Axzapfen, welcher Druck der halben Summe aus der Belastung der beiden Endzapfen und dem Eigengewichte des Balancier gleichkommt, d der Durchmesser und l die Länge der Axzapfen, die zulässige Spannung gleich 6,000000 Kil. pr. Quadratmeter für Schmiedeisen, so hat man

$$\frac{Q\,l}{2} = 6{,}000000 \frac{\pi}{32} d^3,$$

es muss daher

$$(65) \quad \ldots\ldots\ldots \quad l \overline{\overline{<}} 1{,}178000 \frac{d^3}{Q}$$

sein. Man nimmt nun, um eine grössere Zapfenlänge l zu erhalten und daher die Abnützung durch Reibung zu vermindern, d meistens nur wenig kleiner als den unten ermittelten Durchmesser der Balancieraxe und

$$(66) \quad \ldots\ldots\ldots \quad l = 1·15\,d \text{ bis } 1·5\,d,$$

wobei zu controliren ist, ob der obigen Bedingung Genüge geleistet sei.

Die Belastung der Axe findet stets in der durch Fig. 769 angedeuteten Art statt, indem entweder jede Längenwand des Balancier eine besondere Nabe besitzt, oder eine gemeinschaftliche Nabe vorhanden, jedoch nur an beiden Enden gebohrt ist. Sei l_1 der Abstand des Zapfenmittels vom Mittel des aufgekeilten Theiles der Nabe, d_1 der Wellendurchmesser, so folgt aus einer analogen Gleichung wie früher bei demselben Werthe von $\mathfrak{B}$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32}{6{,}000000\,\pi}\,Q\,l_1},$$

(67) $d_1 = 0{\cdot}012 \sqrt[3]{Q\, l_1}$.

Nach der bereits angenommenen Breite der Deckbleche und nach der ganzen Länge der Axe lässt sich l_1 festsetzen.

Die Axenlänge L_1, Fig. 769, zwischen den Zapfenmitteln gemessen, muss so gross sein, dass der Balancier eine hinreichend stabile Lage besitzt; dieselbe beträgt in der Ausführung $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{3}$ der grösseren Armlänge L.

Die sonstigen Zapfen besitzen die Anordnung Fig. 762 oder 763, indem entweder deren Mitteltheil oder die beiden Endstücke durch den Balancier gehalten sind. In Fig. 763 kann man, wenn wieder Q den Gesammtdruck bedeutet,

$$\frac{Q\, l}{4} = 6{,}000000\, \frac{\pi}{32}\, d^3,$$

$$d = 0{\cdot}00065 \sqrt{\frac{l}{d}\, Q},$$

und in Fig. 762

$$d = 0{\cdot}00045 \sqrt{\frac{l}{d}\, Q}$$

machen. In beiden Fällen wird, vorausgesetzt, dass l nicht durch andere Verhältnisse bestimmt ist, gewöhnlich $l = d$ genommen, da die an diese Zapfen angeschlossenen Stangen nur eine geringe Drehung beschreiben, die Abnützung durch die Reibung klein wird.

Lagerung. Der Hauptbalancier wird auf einer Mauer gelagert, welche senkrecht gegen dessen Längenrichtung steht. Die Lager fallen, da der Balancier in der Mitte grössere Höhe besitzt, ebenfalls verhältnissmässig hoch aus und es werden daher meist besondere Lagerstühle angewendet. Die Verankerung derselben mit dem Mauerpfeiler muss nicht besonders fest sein, weil der Hauptdruck gegen die Lager stets abwärts wirkt; doch ist auch der von den Lenkstangen ausgeübte Seitenschub zu berücksichtigen.

Die Mauer erhält mindestens 2·3 bis 2·6 Meter Länge und je nach ihrer Höhe und den Dimensionen der Maschine eine Stärke von 1·6 bis 2·5 Metern.

Die Lager für den Contrabalancier befinden sich stets im Fundament; in der Mauer, welche dieselben stützt, wird zuweilen ein Einschnitt hergestellt, in welchen der Contrabalancier hineinragt, so dass die Lager die gewöhnliche Höhe und Form erhalten.

Verbindung des Balancier mit der Kolbenstange und dem Ge-

stänge. Die Verbindung des Balancier mit der Kolbenstange erfolgt durch ein Parallelogramm; dieses ist doppelt, die Lenkstangen gehen zu beiden Seiten des Balancier von Zapfen herab, deren Axen durch den Balancier gesteckt sind, die beiden Gegenlenker drehen sich um eine Axe, welche unten an dem Fangbalken (s. Anordnung der Balanciermaschinen) befestigt werden kann. Zur Befestigung der Lenkstangen an der Kolbenstange dient ein Kreuzkopf. Die Verbindung des letzteren mit der Kolbenstange ist nur auf Zug in Anspruch genommen; sie erfolgt durch einen Bund am oberen Ende der Kolbenstange, unterhalb dessen ein zweitheiliger Ring eingeschoben wird, ähnlich wie bei Verbindung der Kolbenstange einer directwirkenden Maschine mit dem Gestänge Fig. 560, nur umgekehrt angeordnet. Häufiger wird am oberen Ende der durch den Kreuzkopf gesteckten Kolbenstange eine Mutter sammt Gegenmutter aufgedreht und mittelst eines schwachen Keiles die Verschiebung der Kolbenstange gegen oben gehindert.

Zur Verbindung mit dem Gestänge dient eine Lenkstange, welche am Balancier und am Gestänge befestigte Zapfen umfasst, aus Schmiedeeisen oder auch nur aus Holz, mit einer Armirung aus Eisenschienen besteht und meist an beiden Enden Schubstangenköpfe erhält. Der Zapfen am Gestänge wird beiderseits verlängert und auf seine freien Enden kommen Gleitstücke, welche sich in einer Führung bewegen.

Da die Führung am leichtesten an der Schachtmauerung zu befestigen ist, der Balancier jedoch ober dem Niveau des Cylinders liegt, so ergibt sich für die Zugstange eine bedeutende Länge, die bis über das Dreifache der Hubhöhe steigt. Dies ist kein Uebelstand, da die Schubstange einen Theil des Gestänges erspart; auch wird dabei die Abweichung der Schubstange von der verticalen Stellung geringer.

Bei älteren Maschinen hat man auch das Gestänge durch ein Parallelogramm mit dem Balancier verbunden, welche complicirtere Verbindung sich indessen als überflüssig erweist; umgekehrt wurde bei englischen Maschinen das Gestänge direct mittelst Drehzapfen am Balancierende befestigt und die oberste Führung erst in gewisser Tiefe angebracht, so dass das Gestänge sich entsprechend der Abweichung des Zapfens aus der Verticalen biegen konnte, welche Einrichtung aber doch minder zweckmässig erscheint.

Die Befestigung des Zapfens für die Lenkstange an einem Holzgestänge kann ähnlich wie in Fig. 567 (s. unten) durch Eisenschienen erfolgen, welche seitwärts am Gestänge durch Schrauben befestigt sind. Zur Verbindung mit einem Kastengestänge eignet sich die bei doppeltwirkenden Maschinen beschriebene Construction Fig. 806, bei welcher jedoch die Keile $k\,k_1$ wegbleiben können, da hier die Verbindung stets

nur auf Zug in Anspruch genommen, ein festes Anspannen der Schienen *p* gegen das Gestänge nicht nothwendig ist.

Für das Kreuzgestänge Fig. 404 hat man die durch Fig. 750 bis 752 dargestellte Construction angewendet. Zwischen die vier Winkeleisen des Gestänges sind dabei eine breite und zwei schmälere Platten $s\,s_1$ eingesetzt und oben mit correspondirenden Oeffnungen versehen, durch welche ein Zapfen gesteckt wird; an diesen schliessen sich zwei Schienen, welche seitwärts an die (schmiedeiserne) Zugstange befestigt sind. Fig. 752 ist der Horizontalschnitt nach *A B*. Auf diese Weise ist der Zug gleichmässig auf alle vier Winkeleisen übertragen. Der Zapfen ist beiderseits noch weiter verlängert und trägt zwei Gleitstücke. Die Platten $s\,s_1$ sind 4 ^{m} lang, oben 5 ^{cm} dick und verjüngen sich nach unten keilförmig zu einer Schneide, so dass gleich unterhalb die vier Winkeleisen dicht an einander schliessen.

Die eisernen Führungslineale können mit dem oberen und unteren Ende an horizontalen hölzernen oder eisernen, in der Schachtmauerung gelagerten Balken befestigt werden.

Verbindung des Contrabalancier mit dem Gestänge durch zwei Lenkstangen. Statt des früher angewendeten Parallelogramms benützt man gegenwärtig zur Verbindung des Contrabalancier mit dem Gestänge Lenkstangen, deren Länge 1·2 bis 1·5 mal so gross ist als die des Balancierarmes; an der Verbindung mit dem Gestänge befindet sich eine Führung.

Bei älteren Maschinen hatte man zwei zu beiden Seiten des Gestänges situirte Lenkstangen. So dienen nach Fig. 543 und 544, deren sonstiges Detail auf S. 346 erläutert wurde, zur Verbindung die zwei Lenkstangen *t* und zwei am Gestänge durch Schrauben befestigte Platten *p*, in welchen starke Zapfen *n* eingeschweisst sind. Die Platten *p* sind nach unten verjüngt.

Es ist jedoch schwierig, die Länge der beiden Schubstangen genau gleich herzustellen und zu erhalten; die Folge davon ist stärkere Anstrengung der einen Stange und ein einseitig auf den Balancier wirkender Zug.

Verbindung mittelst einer Lenkstange. Aus obigem Grunde ist die Verbindung mittelst einer einzigen Lenkstange vorzuziehen, welche in der Mittelebene des Gestänges spielt. Im Allgemeinen muss zu diesem Zwecke das Gestänge gegabelt werden, so dass die Schubstange sowohl als das Ende des Contrabalancier sich zwischen den beiden Gabelstangen bewegen können. Das obere Querhaupt der Gabelung kann zugleich zur Befestigung der Kolbenstange der Dampfmaschine benützt und mittelst der Gabelstangen eine Führung hergestellt werden,

die sich mithin so hoch legen lässt, dass die Kolbenstange nie einen Seitendruck von den Lenkstangen erfährt. Die Gabelung selbst kann wie zur Befestigung der Mönchkolben ausgeführt werden.

So zeigt Fig. 567 die Verbindung des S. 424 beschriebenen Blechbalancier mit dem Gestänge. Letzteres ist das S. 198 angegebene Kettengestänge, bei welchem im obersten Theile zwei von einander getrennte Schachtstangen *s* — hier die Stelle der Gabelstangen vertretend — und zwei Ausfüllungshölzer f_1 vorhanden sind. An den Balancier *b* schliesst sich die Schubstange *a*, deren Kopf in Fig. 744 bis 746 ersichtlich ist; dieselbe besteht aus zwei Schienen, welche in Absätze der Schubstangenköpfe greifen und ein Holzfutter umschliessen. Der untere Schubstangenkopf ist durch einen Drehzapfen mit zwei Platten *e* in Verbindung, welche das Holzstück *f* einfassen und unten Ansätze zum Unterfangen der äusseren Hölzer f_1 besitzen, die durch Döbel und Schrauben mit den Schachtstangen *s* verbunden sind. Die an *s* befestigten Hölzer *o* gleiten in festen eisernen Führungsbacken.

Zwei Contrabalanciers. Wendet man zwei Contrabalanciers an, welche einander gegenüberstehen, so ist dadurch der Vortheil erreicht, dass die horizontalen Componenten des Lenkstangenzuges sich gegenseitig aufheben, daher das Gestänge gar nicht aus der verticalen Richtung abgelenkt wird. Aus diesem Grunde können auch die Lenkstangen ganz kurz, gleich $\frac{3}{4}$ der Armlänge des Balancier gehalten werden. Doch erfordert diese Einrichtung mehr Raum und verursacht mehr Kosten; sie scheint nur dann angezeigt, wenn das Ausgleichungsgewicht sehr gross ist und man dasselbe hauptsächlich aus diesem Grunde auf zwei Balanciers vertheilen will.

So wurde nach Fig. 756 auf der Grube Réunion zu Mariemont eine Ausgleichung mittelst zweier Balanciers bewirkt, welche durch die Stützen *a* und Schmiedeisenbänder *b* verstärkt sind. Die Verbindung mit dem Gestänge *g* erfolgt durch gusseiserne Supporte, an welchen die anderseits mit den Balancierhälften verbundenen Schubstangen *d* drehbar befestigt sind.

Belastung des Contrabalancier. Diese wird auf verschiedene Art hergestellt.

Bei guss- oder schmiedeisernen, aus zwei Platten bestehenden Balanciers hat man Gewichte von der in Fig. 757 ersichtlichen Form mit zwei Einschnitten, welche auf den Balanciertheilen aufgesetzt werden; die Verschiebung der Gewichte wird nach Fig. 758 und 759 durch vier mittelst Schrauben verbundene Balken *b* verhütet.

Zuweilen werden die gleichfalls mit zwei Einschnitten versehenen

Platten zwischen und nöthigenfalls auch ausserhalb der beiden Balancierhälften auf zwei Bolzen gesteckt, welche in entsprechendem Abstande quer durch den Balancier gelegt sind, so dass die Ebene der Platten nun parallel zur Längenaxe des Balancier steht; die Platten werden dann durch Schraubenbolzen mit einander verbunden.

Ferner wird mittelst Stangen ein Kasten an das Balancierende gehängt und mit Gusseisenstücken gefüllt, oder es wird dieser Kasten *k* nach Fig. 768 zwischen den beiden Balancierhälften eingesetzt und dient zugleich zur Verbindung derselben.

Desgleichen hängt man an das Balancierende eine Stange, unten mit einer Schraubenmutter versehen, und schiebt an diese Stange runde Gusseisenplatten, die mit einem bis zur Mitte reichenden Einschnitte versehen sind, in horizontaler Stellung an.

Endlich wird, und dies ist die gebräuchlichste Belastungsart, nach Fig. 733 und 741 eine Rundstange durch das Balancierende gesteckt, auf welche die runden in der Mitte mit einer Oeffnung versehenen Gewichtscheiben kommen.

Sonstige Einrichtungen.

Apparate zur Regulirung des Ganges. Hierher gehört vor Allem die Vorrichtung zur Aenderung der Admission. Bei älteren Maschinen hat man einen Apparat zur gänzlichen Absperrung des Dampfes und einen zweiten zur Regulirung der Einströmung während des Ganges verwendet. Gegenwärtig benützt man einen einzigen Apparat für beide Zwecke.

Als Regulirungsapparat wurden Drosselklappen verwendet, welche sich jedoch wegen undichten Schlusses nicht zur gänzlichen Absperrung eignen; ferner Schieber, auch als Spaltschieber construirt, um einen rascheren Abschluss zu ermöglichen. Neuere Maschinen werden zu diesem Zwecke mit einem mittelst Handrad stellbaren Doppelsitzventile (Admissions- oder Handventil) ausgestattet, welches ganz wie die Steuerventile construirt und häufig mit diesen in demselben Ventilkasten eingeschlossen ist; die früher beschriebenen inneren Steuerungen geben mehrere Beispiele für diese Anordnung.

Oefters wird auch behufs Regulirung des Ganges im Gleichgewichts- oder Ausblaserohr ein stellbares Ventil angebracht, mittelst dessen sich die Niedergangsgeschwindigkeit abändern resp. der Gang rasch hemmen lässt.

Zur Abänderung der Dauer der Pausen dienen die von Hand stellbaren Ventile der Katarakte. Mittelst der Handgriffe an den Steuerungs-

hebeln können die Ventile geschlossen und dadurch der Hub beendet werden, mittelst der Fallklinken lassen sich die Steuerwellen auslösen und dadurch Auf- oder Niedergang einleiten. Mitunter sind auch an den Ventilhebeln Handgriffe angebracht, um das Ventil öffnen zu können, wenn die Knagge der Steuerstange eben den Steuerhebel berührt und daher die Drehung der Steuerwelle verhindert. Endlich sind hierher die Stellvorrichtungen in den Ventil- und Kataraktstangen zu rechnen.

Fanghörner. Die zur Begrenzung des Auf- und Niederganges dienenden Fanghörner werden an den Armen des Balancier oder Contrabalancier, oder am Gestänge befestigt. Ihre Höhenstellung muss eine derartige sein, dass sie das Fanglager erst nach Ueberschreitung des normalen Hubes, doch früher als der Dampfkolben den Cylinderdeckel oder Boden erreichen.

Am Gestänge bringt man zu diesem Zwecke nahe unter der Maschine Fanghölzer oder Fangeisen an, welche ähnlich den in der weiteren Fortsetzung des Gestänges befindlichen construirt sind und gegen im Schacht eingebaute Lager stossen, wie in Fig. 569 und 570 (S. 348), dann in Fig. 544 (S. 346). Bei directwirkenden Maschinen wird mitunter das Verbindungsstück zwischen Gestänge und Kolbenstange als Fanghorn benützt, wie in Fig. 564 (S. 346); dasselbe schlägt beim Niedergange an ein Lager, beim Aufgange gegen horizontale Balken, welche unten an der Tragbrücke des Dampfcylinders befestigt sind. Eine andere Ausführung, wobei nur der Aufgang begrenzt wird, zeigt Fig. 552 (S. 347).

Fig. 760 und 761 ist die Skizze der in einigen Metern Enfernung unter dem Tagkranze angebrachten Fangvorrichtung des S. 210 erwähnten Doppelgestänges, welche auch für eine Gestänggabelung, sowie für eine einfachwirkende Maschine verwendbar wäre. An den Gestängen *g g* sind beiderseits Platten *p*, und an diese rechtwinklig gebogene Bleche *b* angenietet, welche beim Auf- und Niedergange gegen die Balken *a* stossen. Diese sind mit beiden Enden an hölzernen Fanglagern *f* befestigt.

Bei schmiedeisernen Contrabalanciers befestigt man an der Ober- und Unterseite des Gewichtsarmes Gusseisenplatten, welche gegen zwei Fanglager stossen, die parallel zur Axe des Balancier gelegt sind, mit den Enden in die zwei Hauptmauern des Fundamentes eingreifen und jedes aus zwei bis drei über einander gelegten Balken bestehen. Das obere Fanglager, gegen welches der Balancier beim Aufgange stösst, kann durch Schrauben mit dem tiefer liegenden Mauerwerk verankert werden.

Bei dem Hauptbalancier erfolgt die Lagerung häufig auf die

unter „Anordnung“ angegebene Art und es werden die Fanghörner nach Fig. 765 und 766 ausgeführt. An den Zapfen des Balancier sind Eisenschienen *a* aufgeschoben, durch diese oben das Fangeisen *b* gesteckt und mittelst Keilen befestigt. Zur Stütze von *b* dienen zwei Rundstangen *c*, welche die zur Bewegung der Steuerstange dienende Axe *d* umfassen. Das Fangeisen ist so hoch ober dem Balancier angebracht, weil das Fanglager nicht viel unter dem Niveau der Balancieraxe liegt. Soll auch die entgegengesetzte Bewegung des Balancier begrenzt werden, so befestigt man auch an dessen zweitem Arme ein Fangeisen.

Mehrere Ausführungen von Fangapparaten sind in den folgenden Abschnitten erwähnt.

Mitunter lässt man das Fanghorn gegen eine besonders vorgerichtete elastische Unterlage schlagen. Eine solche zeigen Fig. 754 und 755 im Vertical- und Horizontalschnitt. Sie besteht aus drei Gummitafeln mit zwischenliegenden Blechplatten, welche in einer gusseisernen, durch Schrauben an der Unterlage befestigten Büchse eingeschlossen sind; oben darauf liegt der mit Eisenringen armirte Holzblock *n* mit verticalen Fasern, auf welchen das Fanghorn stösst.

Bei der directwirkenden Maschine des Lillschachtes bei Přibram ist der obere Dampfcanal in einem gewissen Abstande unter dem Cylinderdeckel angebracht, daher der zu hoch aufsteigende Kolben den Canal abschliesst, den nun keinen Ausweg mehr besitzenden Dampf comprimirt und dadurch in seiner Bewegung aufgehalten wird. Diese bei Dampfhämmern oft vorkommende Einrichtung erfordert einen Cylinderdeckel von grösserer Stärke und eine solidere Befestigung des Cylinders am Fundamente, als es sonst für eine directwirkende Maschine erforderlich wäre.

Indicator, Hubzähler, Winde. Bei directwirkenden Maschinen wird oft ein Indicator angebracht, d. i. eine verticale, mit der Kolbenstange durch einen horizontalen Arm verbundene Stange, welche dem Maschinenwärter den jedesmaligen Stand des Kolbens innerhalb seines Hubes andeutet.

Bei den Cornwall-Maschinen hatte man Glocken, welche beim Aufschlagen des Fanghornes ertönten und den Maschinenwärter zur Ermässigung des Ganges aufmerksam machten.

Zur Ermittlung der von der Maschine in grösserer Zeit verrichteten Anzahl Hube dient ein Hubzähler.

Im Schachthause wird ober der Maschine eine Winde, häufig durch Dampf zu betreiben (Dampfkabel), als Frictionswinde mit zwei oscillirenden Cylindern und für Drahtseile construirt, angeordnet, welche schon beim Bau der Maschine, Einlassen der Pumpentheile u. s. w

Verwendung findet und später bei Reparaturen benützt werden kann. Ober dem Gewichtsarm des Contrabalancier stellt man einen kleinen Laufkrahn zum Auf- und Abladen der Gegengewichte.

Fundirung.

Fundament der directwirkenden Maschinen. Dieses besteht aus zwei parallelen, beiderseits von der Schachtmündung errichteten Mauern, zwischen welchen sich auch der Contrabalancier befindet. Auf den Mauern liegt mit beiden Enden die dem Cylinder als Unterlage dienende Tragbrücke, welche durch Ankerschrauben mit dem Fundament verbunden wird.

Die Mauern werden aus lagerhaften Bruchsteinen oder Ziegeln in Cement hergestellt; unter den Tragbrücken und ober den Platten der Ankerschrauben sind zweckmässig Schichten von Quadern anzubringen; am besten ist es, die Mauern ganz aus Quadern herzustellen. Die Tiefe, bis auf welche dieselben hinabreichen, hängt von dem Niveau ab, in welchem der feste Baugrund beginnt.

Die Stärke der Pfeiler beträgt bei Maschinen von 0·8 bis 2·2 m Cylinderdurchmesser 1·5 bis 2·2 m, die Länge ist verschieden je nach der Anordnung der Maschine und der Gebäudemauern, doch meist nicht geringer als 3 m; die Ankerschrauben fassen einen Mauerkörper von 2·5 bis 4 m Höhe, welche ausreicht, weil auf die Tragbrücke stets nur ein vertical abwärts gerichteter Druck wirkt.

Bei einer von Sauer zu Ostrau aufgestellten kleineren Maschine (0·8 m Cylinderdurchmesser) wurde eine Fundirung mittelst Piloten hergestellt, welche ohne Gefährdung des Schachtes ausgeführt werden konnte, nachdem man zwischen der verlorenen und der wasserdichten Schachtzimmerung eine 0·6 m dicke Lettenstauchung angebracht hatte.

Hölzerne und gusseiserne Tragbrücken. Bei älteren belgischen Maschinen bestand die Tragbrücke aus zwei Trägern, deren jeder aus 3 bis 9 Holzbalken zusammengesetzt wurde, ähnlich den Pumpenlagern.

Sodann verfiel man auf gusseiserne Träger. Auf der Grube Grand Buisson kam ein einziger Bogen aus Gusseisen, 3 m lang, 1·65 m breit und mit 1·75 m Pfeilhöhe zur Anwendung. *) In der Regel wurden zwei Träger mit I-förmigem oder umgekehrt U-förmigem Querschnitte auf die Fundamentmauer gelegt. Andere ältere Einrichtungen sind auf S. 341 erwähnt.

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1855/56, 1. Bd., S. 22.

Bei mehreren österreichischen Maschinen bestehen die Tragbrücken aus zwei Trägern von der durch Fig. 779 und 778 im Querschnitte und zur Hälfte im Aufrisse dargestellten Form; dieselben sind an den Enden durch je eine Ankerschraube mit dem Fundamente verbunden und stehen zwischen zwei Nasen auf Grundplatten.

Die zur Befestigung des Cylinderuntersatzes dienenden Schrauben sind in angegossenen Verstärkungen der Träger durch Keile *s* gehalten.

Eine am Einigkeitsschachte bei Joachimsthal in 25 ^{m} Tiefe unter dem Tagkranze aufgestellte Maschine erhielt zwei gusseiserne, nach Art eines Keilfundamentes für Pumpen ausgeführte Träger, welche sich gegen schräg gestellte in das Gestein eingelassene Platten stemmen.

Schmiedeiserne Tragbrücken. Gegenwärtig verwendet man zur Herstellung der Tragbrücken Schmiedeisen. Es werden zwei Träger von kastenförmigem Querschnitte angefertigt und durch Stehbolzen, zuweilen auch durch guss- oder schmiedeiserne Querwände verbunden. Die Auflagefläche muss so gross sein, dass das Mauerwerk mit voller Sicherheit dem Zerdrücken Widerstand leistet. Für die Nietköpfe werden Furchen an der Oberfläche der Mauer ausgehauen.

Die Berechnung solcher Träger kann unter Berücksichtigung des darauf lastenden Druckes (welcher der Hauptsache nach dem Admissionsdrucke des Dampfes auf den Cylinderboden gleichkommt) in der gewöhnlichen Art durchgeführt werden. Auch hier wird sehr grosse Sicherheit angewendet und mit dem Festigkeitscoëfficienten selbst bis auf 2,000000 Kil. pr. Quadratmeter herabgegangen.

Fig. 774 zeigt die Tragbrücke der Neuschachter Wasserhebmaschine bei Rossitz. Der S. 341 (Fig. 550) beschriebene Untersatz des 2·21 ^{m} weiten Dampfcylinders ruht auf zwei parallelen, durch drei gusseiserne Einlagen *e* gegen einander abgesteiften Blechträgern *b*. Den Querschnitt gibt zur Hälfte Fig. 775; die zwei Verticalwände jedes Trägers *b* sind durch Stehbolzen *a* verbunden, oben ist eine zweite Platte durch Nieten mit versenkten Köpfen befestigt und an der Oberfläche gehobelt, so dass der gleichfalls appretirte Untersatz genau daran passt. Das zweite Blech ist eben nur aufgelegt, um den Träger durch die Bearbeitung nicht zu schwächen.

Die Verbindungsrahmen bestehen aus drei Theilen, von welchen die äusseren e_1 an je einen der Träger *b* angenietet sind, der mittlere e_2 an Ort und Stelle mit den ersteren verschraubt wird. Die quadratische Fussplatte des Untersatzes ist an den Ecken durch vier Bolzen von 8 ^{cm} Stärke mit den Trägern, und jeder der letzteren an den Enden

durch zwei Anker von demselben Durchmesser mit der Fundamentmauer verbunden.

Fundirung der Balanciermaschinen. Bei diesen wirkt der volle Dampfdruck auf Hebung des Cylinders. Die Ankerschrauben für die Grundplatte oder den Untersatz müssen die für diesen Druck hinreichende Stärke besitzen und einen Mauerkörper fassen, dessen Gewicht $1^1/_2$ bis 2mal so gross ist als die hebende Kraft, daher die Anker oft auf beträchtliche Tiefe hinabreichen. Im Mauerkörper unter dem Cylinder wird bei grossen Dimensionen ein ringförmiger fahrbarer Canal hergestellt, welcher den Zutritt zu den Schliesskeilen der Ankerschrauben gestattet.

Anordnung.

Der wesentlichste Unterschied in der Anordnung besteht zwischen Balancier- und directwirkenden Maschinen. Ausser stehenden kommen ferner noch geneigte und horizontale Cylinder vor.

Bei directwirkenden Maschinen wird der Cylinder in einer Höhe von 6 bis 10 ^{m} ober dem Tagkranze des Schachtes aufgestellt, indem man die Fundamentpfeiler bis zu dieser Höhe aufwärts verlängert. Dabei können die unteren Theile der Maschine besser beleuchtet und zugänglich gemacht werden, was besonders bei Maschinen mit Condensation ins Gewicht fällt, auch läuft dann das in der Maschine condensirte Wasser durch das Einströmungsrohr zu den Kesseln zurück. Endlich wird dabei der Raum ober dem Schachte besser frei gehalten, was wegen Einlassens von Pumpentheilen u. s. w. von Wichtigkeit ist.

Dient der Schacht zugleich zur Förderung, so soll der Maschinenraum gegen den sonstigen Raum des Schachtgebäudes durch eine Mauer abgeschlossen sein. Bei grossem Cylinderdurchmesser und kleinen Schachtdimensionen wird es nothwendig, in dieser Mauer eine mit einem Gewölbe überdeckte Oeffnung anzubringen, in welche der Cylinder hineinragt, und die gegen den Raum ober dem Förderschacht durch eine Bretterverschalung geschlossen wird.

Bei Balanciermaschinen kommt der Cylinder in das Niveau des Tagkranzes oder nicht weit ober dasselbe, damit die Stützmauer des Balancier keine zu grosse Höhe erhält.

Der Balancier wird zuweilen derart montirt, dass bei seiner Mittelstellung der Kolben 1 bis 1·5 ^{cm} ober dem Cylindermittel steht, um einen Spielraum für die durch Abnützung der Lager eintretende allmälige Senkung des Balancier zu erhalten.

Condensator und Luftpumpe werden meist in eine Vertiefung nächst der Schachtmündung verlegt. Bei Balanciermaschinen ergibt sich diese Stellung aus dem Umstande, dass das Abblaserohr gegen den Condensator zu abwärts geneigt sein soll, bei directwirkenden Maschinen, wo der Cylinder höher liegt, dadurch, dass die Luftpumpe vom Contrabalancier bewegt wird und am besten unter diesem zu situiren ist, weil ihre Kolbenstange dann auf Zug in Anspruch genommen und eine hängende Stopfbüchse für dieselbe vermieden ist, auch weil ober dem Contrabalancier der Raum zu sehr beengt werden kann.

Ist der Grund in der Nähe des Schachtes auf grössere Tiefe herab unfest, so kann man dadurch veranlasst werden, die Maschine unter dem Niveau des Tagkranzes aufzustellen. So wurde am Einigkeitsschacht bei Joachimsthal die Maschine 25 m tief unter den Tagkranz verlegt. Wegen Mangel an Raum und genügendem Licht ist jedoch eine solche Disposition thunlichst zu meiden.

Directwirkende Maschinen mit Contrabalancier, ohne Condensation. Fig. 771 und 772 zeigen die Anordnung der directwirkenden Maschine der Grube Laumonier*), bei welcher das Gebäude für die Wasserhebmaschine von dem der Fördermaschine getrennt ist. Der Dampfcylinder C ruht auf einem Untersatze und dieser auf der gusseisernen Tragbrücke $t\, t$. Die Ventile befinden sich in dem Kasten V, c ist der Katarakt. Der Contrabalancier B, welcher mittelst Schubstange die zwischen beiden Hälften desselben durchgehende Steuerungsstange s bewegt, befindet sich in einem von zwei Mauern eingefassten, mit einem Bretterboden überdeckten Raum. Der Maschinenraum ist von Ziegelmauern m, Fig. 772, eingeschlossen; an der dem Schachte zugekehrten Seite ist die Mauer wegen des Cylinders mit einer durch ein Gewölbe überdeckten und mit Brettern verschalten Oeffnung versehen.

Directwirkende Maschinen mit Contrabalancier, mit Condensation. Fig. 784 und 785 sind Auf- und Grundriss einer solchen am Schachte Sainte Colette zu Rive-de-Gier**) ausgeführten Maschine von 2·2 m Cylinderdurchmesser und 3·33 m Hub. Der runde Schacht dient nur zur Wasserhebung. Der Cylinder C ruht auf einem Untersatze und dieser direct auf den Grundmauern $m\, m$, Fig. 785. Der Ventilkasten V ist durch den Träger t gestützt und an den unteren Dampfcanal angeschraubt; R ist das Gleichgewichtsrohr. Auf dem Ventilkasten stehen vier Säulen, welche das Gerüst für die Apparate der äusseren Steuerung bilden und

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1855/56, 1. Bd., S. 20.

**) Ebendas. 1856/57, 2. Bd., S. 587.

oben durch einen Rahmen verbunden sind, der einen Ausschnitt für das Rohr *R* besitzt. *E*, Fig. 785, ist das Ein- und *A*, Fig. 786, das Ausströmungsrohr, welches letztere in den Condensator *D* mündet, der hier eine parallelepipedische Form besitzt. Das Rohr *A* ist noch durch einen zweiten Träger gestützt, auf welchem auch der Katarakt ruht.

Das Gestänge *G* ist durch zwei Schubstangen mit dem gusseisernen, aus zwei Hälften zusammengesetzten Contrabalancier *B* verbunden. Dieser bewegt mittelst zweier kurzer Lenkstangen die Kolbenstange der Luftpumpe *L*; am oberen Ende dieser Kolbenstange befindet sich ein Gleitstück, dessen Führungsschlitten unten am Cylinder der Luftpumpe, oben an dem Träger *t* befestigt sind. Das Gleitstück besitzt einen horizontalen Arm, der die Steuerstange *S* bewegt, welche durch eine in das Ausblaserohr *A* eingegossene Röhre hindurchgeführt ist. Da der Condensator unter dem Contrabalancier steht, sind die Lager des letzteren durch drei gusseiserne Traversen gestützt.

Der Katarakt wird mittelst einer Stange durch den Zapfen α am Contrabalancier aufgezogen. Die Balken *r* bilden das oberste Fanglager für das Gestänge.

Der Cylinder greift zum Theil in eine Oeffnung in der Umfangmauer des Maschinenhauses, der Schacht ist auf einer Seite für die Einfahrt frei.

Bei der sonst ähnlich angeordneten Maschine des Schachtes Martoret sind Condensator und Luftpumpe ober den Balancier verlegt und dadurch freier zugänglich, der Kolben der Luftpumpe wird durch eine von unten eintauchende Stange bewegt, wobei sich indessen die früher angeführten Nachtheile ergeben.

Fig. 782 *) zeigt die Anordnung der Condensationsmaschine des Schachtes Louise (Concession de la Chazotte im Loirebecken). Der Dampfcylinder *C* ruht auf zwei gusseisernen Trägern in Form eines umgekehrten U. Die zwei Säulen *R*, welche den Gleichgewichtsdampf zum oberen Cylinderende führen, sind oben durch ein bogenförmiges Stück *n* vereinigt, welches sich mittelst Knie an den oberen Dampfcanal anschliesst. An den Säulen *R* sind Träger für die Steuerwellen durch Verkeilung zwischen Nasen befestigt; an einem oben vorspringenden Rahmen befinden sich Führungen für die doppelte Steuerstange *S*.

Das Ausblaserohr *A* mündet in den Condensator *D*. Die Speisepumpe *p* und die Luftpumpe werden durch ein gemeinschaftliches, im Inneren des aus zwei Theilen bestehenden Balancier *B* angebrachtes

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1857/58, 3. Bd., S. 22.

Parallelogramm bewegt; die Stützpunkte für die Gegenlenker des letzteren befinden sich an dem Balken *o*. Die Steuerstange *S* wird vom Contrabalancier aus mittelst des kleinen Hilfsbalancier *b*, also entgegengesetzt zum Dampfkolben, bewegt. Auf dem Balken, welcher die Lager des Balancier *b* trägt, sind auch beiderseits die Katarakte aufgestellt, welche durch *b* in Thätigkeit gesetzt werden und auf S. 385 beschrieben sind.

Die Tragbrücke des Dampfcylinders ist durch zwei gemauerte Längspfeiler, die Axe des Contrabalancier durch einen Querpfeiler *m* getragen. Die Bretterwand *w* scheidet die Pumpenabtheilung von dem übrigen Schachtraum.

Die Anordnung ist compendiös und sonst zweckmässig, nur ist die Maschine zu tief gestellt; der Untersatz des Dampfcylinders befindet sich im Niveau des Tagkranzes, was den Nachtheil hat, dass der Condensator in einem dunkeln und nur mittelst Stiege zugänglichen Raume angebracht werden musste.

Directwirkende Maschine ohne Contrabalancier. In Fig. 705 und 706 ist die directwirkende Condensationsmaschine des Wasserhebungsschachtes der Grube Gosson in Belgien dargestellt. *) *C* ist der Dampfcylinder, *t t* die Tragbrücke für denselben, *V* der Ventilkasten, *S* die Steuerstange, *c* der Katarakt, *L* die Luftpumpe, *p* sind zwei Speisepumpen mit gemeinschaftlichem Steigrohre. Die Pumpen u. s. w. werden durch den einarmigen, aus zwei Theilen bestehenden Balancier *b* bewegt, dessen Zapfen in einer Nische in der Wand des Maschinenhauses gelagert sind. Die Steuerstange *S* insbesondere, an welche sich unten direct die Kolbenstange der Luftpumpe anschliesst, geht zwischen den zwei Hälften des Balancier durch und ist mit denselben durch zwei kurze Zugstangen in Verbindung. Auch das Steigrohr der Speisepumpen steht zwischen den Balancierhälften.

Die Cisterne *N* liegt knapp an der Schachtmündung, alle Theile der Maschine befinden sich ober dem Niveau des Tagkranzes.

Balanciermaschinen. Die Skizze Fig. 783 zeigt die gewöhnliche Einrichtung der Cornwall-Maschinen. Am Dampfcylinder *C* sind oben das Einlass- und Gleichgewichts-, unten das Auslassventil angebracht. Die Lager des Balancier sind auf der dem Schachte zugekehrten, entsprechend verstärkten Mauer des Maschinenhauses befestigt. Der Balancier ist durch ein Parallelogramm mit der Kolbenstange des Dampfcylinders verbunden, *g* ist das Gestänge. Ausserdem trägt der Balancier die Kolbenstange für die Luftpumpe, welche nebst dem Condensator in

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1855/56, 1. Bd., S. 161.

einer Cisterne *D* aufgestellt ist, dann die Steuerstange *S*, welche zugleich die Speisepumpe betreiben kann; *c* ist der Katarakt, *A* das gegen den Condensator geneigte Ausblaserohr. Der Untersatz des Cylinders ist durch lange Ankerschrauben mit dem schweren Fundamente verbunden.

Die Lager der Balancierzapfen sind hohl und umschliessen die federnden Holzbalken *b*, auf welche das Fanghorn *f* bei Ueberschreitung des normalen Kolbenniederganges schlägt. Der Stützbalken *n* gibt zugleich einen Befestigungspunkt für den Gegenlenker des Parallelogramms. Diese Einrichtung wiederholt sich bei den meisten Balanciermaschinen.*)

Einige Abweichungen davon erscheinen bei der Balanciermaschine ohne Condensation Fig. 773 auf der Grube „Borsig's Muthung" bei Biskupitz.**) Der Ventilkasten *V* befindet sich am oberen Ende des Cylinders, *R* ist das Gleichgewichts- und *A* das Ausblaserohr, welches den Dampf in einen Vorwärmer führt. *S* ist die Steuerstange, *T* sind zwei Steuerungsständer, unten durch Tragbalken, oben durch eine kleine Galerie *g* gestützt, auf welcher der Maschinenwärter postirt ist. Am Balancier sind wieder zwei Fanghörner befestigt, die gegen den Blechbalken *b* schlagen. Dieser besteht aus zwei Trägern von I-Querschnitt, welche durch die Ständer der Balancierzapfen gesteckt und mit diesen Ständern auf eine gemeinschaftliche, auf der Mauer *m* ruhende Platte gelegt, an den Enden aber frei sind; einen stärkeren Stoss beim Fangen verträgt diese Anordnung nicht. Die Mauer *m* bildet eine der Seitenwände des zwölfeckigen Schachtgebäudes, an welches sich das Maschinenhaus schliesst.

Auf den Trägern *b* ist ein Boden angebracht, um von allen Seiten zum Balancier gelangen und die Lager schmieren zu können.

Maschinen mit untenliegendem Balancier. Auch für Wasserhebmaschinen ist das System mit unter dem Cylinder liegenden Balancier zur Anwendung gekommen. Die Fundirung des Balancier ist dadurch erleichtert, jedoch muss der Raum unter dem Cylinder zum Theil frei sein, was die für Balanciermaschinen besonders wichtige Lagerung des Cylinders erschwert, auch ergibt sich der Nachtheil der hängenden Stopfbüchse und ist das Parallelogramm weniger gut zugänglich.

Eigenthümlich ist die Anordnung mit untenliegendem Balancier, Fig. 780 und 781, auf einem Schachte zu Durkirck Colliery bei Man-

*) Dieselbe ist detaillirter dargestellt in Fig. 820 (s. „doppeltwirkende Maschinen").

**) Wiebe's Skizzenbuch, Heft 26, Taf. 1.

chester.*) Der Dampfcylinder *c* steht auf einem vorspringenden Pfeiler im Niveau des Tagkranzes; die Kolbenstange ist oben hinausgeführt und durch eine in Schlitten gleitende Traverse und Schubstangen mit den zwei Theilen eines Balancier B_1 verbunden, welcher durch zwei kurze Lenkstangen *l* mit dem Contrabalancier *B* gekuppelt wird, der das Gegengewicht trägt. An den Stangen *l* ist in der Mitte eine Traverse befestigt, an welcher das Gestänge *g* hängt. Es vertritt daher der Contrabalancier zugleich die Stelle eines Gegenlenkers zur Geradführung des Gestänges. Beide Balanciers bewegen sich unter der Sohle und ihre Theile befinden sich in so grossem Abstande, dass zwischen denselben die Förderschalen *f*, Fig. 781, bis zum Tagkranze aufsteigen können. Der Raum um die Schachtmündung herum ist daher ganz frei.

Maschine mit Evans'schem Balancier. Von Barklay wurden mehrere solche Maschinen, eine davon am Greenfield-Bruche bei Hamilton aufgestellt.**) In der Skizze derselben, Fig. 764, ist *C* der Dampfcylinder mit 2^m Durchmesser und 3·8^m Hub; die Dampfkolbenstange ist durch eine Traverse mit zwei Endzapfen mit dem zweitheiligen Balancier *B* in Verbindung, welcher durch die breite Schwinge *s* gestützt wird; anderseits schliesst sich an denselben das Gestänge *G*. Die Geradführung erfolgt durch zwei Gegenlenker *g*, welche an zwei oben auf dem Cylinder ruhenden Ständern *t* befestigt sind. Der Balancier bewegt die Steuerstange *S*, an welche sich unten der Kolben der Luftpumpe *L* schliesst, die in dem Condensator steht und die Producte der Condensation in ein oben befindliches Reservoir *r* hebt, aus welchem die Speisepumpe *p* saugt. Die Kataraktsteuerung ist auf dem Deckel des Reservoirs *r* angebracht, was jedoch den Nachtheil hat, dass dieses nebst der Luftpumpe schwer zugänglich ist. Auch erscheint doch der Balancier, der jeder festen Führung und Lagerung entbehrt, für grosse Kräfte nicht solid genug. Im Uebrigen gewährt die Anordnung den Vortheil, dass die Schachtmündung wie bei Anwendung eines gewöhnlichen Balancier oben ganz freigehalten ist, der Evans'sche Balancier aber geringere Dimensionen erhält und der Dampf wie bei einer directwirkenden Maschine nur abwärts auf den Cylinder drückt.

Maschine mit zwei Gestängen. Für die Zeche Erin bei Castrop im Dortmunder District wurde eine eigenthümliche Anordnung zur Bewegung der beiden Gestänge eines Doppelschachtes projectirt.***) Die zwei Schächte liegen 10^m aus einander. Die Gestänge derselben werden

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1861/62, 7. Bd., S. 35.

**) Polyt. Centralblatt 1862, 3. Lieferung.

***) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd., S. 309.

durch einen Balancier verbunden, und dieser durch einen doppeltwirkenden Dampfcylinder bewegt, welcher etwas näher an der Axe des Balancier aufgestellt ist und daher einen kleineren Hub besitzt, als die Gestänge. Die Gewichte der letzteren gleichen sich dabei gegenseitig aus. Für jedes der Gestänge verhält sich die Maschine als einfachwirkende und ist daher diesen zuzurechnen.

Maschinen mit zwei Dampfcylindern. Diese Einrichtung diente in einzelnen Fällen als Nothbehelf, um eine Maschine, welche für die Hebung der Wässer nicht mehr ausreichte, mit möglichst geringer Unterbrechung des Betriebes entsprechend zu verstärken; sie ist daher nicht füglich als specielle Maschinenanordnung zu betrachten, da sie für neu herzustellende Anlagen keine Verwendung finden wird.

So wurden auf den Zechen Charlotte bei Steele und Graf Beust bei Essen *) zu beiden Seiten des Gestänges der ihrer Aufgabe nicht genügenden Balanciermaschine zwei Dampfcylinder aufgestellt und nach vollständig erfolgter Montirung durch einen Kreuzkopf mit dem Gestänge verbunden, welche letztere Arbeit eine Betriebsunterbrechung von nur 12 Stunden verursachte. Der Kolben der Balanciermaschine wurde mit Gewichten zur Ausgleichung des Gestänges belastet, daher nur die zwei neu aufgestellten Cylinder zum Betriebe dienten; doch wurde beabsichtigt, das Gegengewicht weiter unten am Gestänge anzuordnen, auch den alten Cylinder noch zur Bewegung zu benützen und dessen Steuerung behufs gleichzeitiger Bewegung der Ventile mit der Steuerung der neuen zwei Cylinder zu kuppeln.

Tonnlägige Wasserhebmaschinen. Schon bei den Pumpen wurde hervorgehoben, dass eine geneigte Lage des Wasserhebungsschachtes für die Aufstellung der Apparate unvortheilhaft sei. Die Maschine wird in solchem Falle entweder ebenfalls geneigt angeordnet und das Gestänge mit der Kolbenstange direct verbunden, oder der Cylinder der Maschine steht vertical und die genannte Verbindung erfolgt mittelst eines Winkelhebels; die Steuerventile erhalten in beiden Fällen eine verticale Bewegung.

Für die erste Anordnung gibt Fig. 793 ein Beispiel; dieselbe ist auf der Grube Reher-Dickebank und mit geringer Abänderung auch auf der Zeche Flor und Flörchen ausgeführt. **)

*) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd., S. 311.

**) Nach der Zeitschrift deutscher Ing. 1861, 5. Bd., S. 73, welcher Quelle auch die folgenden beiden Anordnungen entnommen sind. Detailzeichnungen der Maschine der Zeche Flor und Flörchen enthalten die Zeichnungen der „Hütte“ 1858, Tafel 33.

Der Dampfcylinder *C* ist dabei in geneigter Stellung auf zwei gusseisernen, mit dem Fundamentmauerwerk verankerten Trägern *t* befestigt; *V* ist der Ventilkasten, an welchen sich der Dampfcanal anschliesst, das Ausblaserohr ist hinter dem Cylinder herumgeführt und durch das Rohr *R* mit dem oberen Cylinderende verbunden. An der Verbindungsstelle zwischen Kolbenstange und Gestänge befindet sich das geführte Gleitstück *g* und an diesem ein Zapfen, welcher mit dem gekrümmten Hebel *b* verbunden ist, dessen zweites Ende in der Führung *r* gleitet. Von diesem Hebel wird die Steuerstange *S* bewegt; *m* ist das Gerüst für die Steuerwellen.

Auf der Zeche Hundsnocken ist nach Fig. 794 der Dampfcylinder *C* in der Grube situirt und durch eine Untermauerung, sowie durch zwei gusseiserne Träger *t* gestützt, welche letztere mit zwei an den gegenüberstehenden Ulmen angebrachten Mauerungen verankert sind. In einer dieser Mauern befindet sich eine mit gothischem Bogen überdeckte Oeffnung und in dieser ist der Vorwärmer *m* aufgestellt, in welchen das Dampfaustrittsrohr *A* mündet.

Der Kasten für das Einlassventil befindet sich hinter, der Kasten für das Auslassventil vor dem Dampfcylinder; zwischen beiden und unter dem Cylinder liegt ein Rohr, an welches sich der untere Dampfcanal anschliesst.

Das Gleitstück für die Kolbenstange ist wieder entsprechend geführt, die Stelle der Steuerstange vertritt das Gestänge *G* selbst, welches mit den erforderlichen Knaggen versehen ist, um den Katarakt in Thätigkeit zu setzen und die zur Schliessung der Ventile dienenden Hebel zu bewegen. Die an dem Gerüste *T* befestigten Steuerwellen stehen durch längere Stangen mit den Steuerventilen in Verbindung.

Fig. 777 endlich zeigt die Anordnung der Maschine auf der Zeche Johann Friedrich. Die Kolbenstange des hier vertical aufgestellten Dampfcylinders *C* ist durch ein Parallelogramm mit dem Contrabalancier *B* in Verbindung, dessen Arm einen zur Verbindung mit dem Gestänge *G* dienenden Ansatz hat, so dass sich dieser Balancierarm wie ein Winkelhebel mit den Armen *a o* und *b o* verhält. Von dem Balancier aus werden die Steuerstange, die Luftpumpe u. s. w. in gewöhnlicher Art bewegt.

Für eine Condensationsmaschine, und insbesondere wenn eine Gestängausgleichung erfordert wird, ist dies wohl jedenfalls die zweckmässigste Anordnung; aber auch wenn keine Ausgleichung nothwendig ist, scheint sie zweckmässiger als die vorigen, bei welchen die Montirung schwieriger ist und der Kolben sowie die Stopfbüchse der Abnützung durch die Reibung ausgesetzt sind.

Am Heringschacht bei Rossitz steht ebenfalls eine alte tonnlägige Maschine. *)

Liegende Maschinen. Gibt man dem Cylinder eine horizontale Lage (vergl. S. 293), so ist die Fundirung eher erschwert als vereinfacht, bei grossen Dimensionen tritt der Nachtheil der Abnützung der Kolbenliederung und der Stopfbüchse hervor, endlich ist die mittelst Kunstwinkel herzustellende Verbindung mit dem Gestänge kaum einfacher als die mit Balancier.

Eine solche Maschine mit Condensation und Expansion stand zu Pontpéan im Betriebe, sie bewährte sich jedoch nicht. **)

Von Vuillemin ***) wurde beim Abteufen mehrerer Schächte eine liegende Maschine grosser Dimension (1·4 ^{m} Cylinderdurchmesser und 4 ^{m} Hub) verwendet, deren Kolbenstange durch eine über eine Scheibe laufende Vaucanson'sche Kette mit dem Gestänge der benützten Hubpumpen verbunden wurde. Dabei ereigneten sich häufig Brüche der Kettenglieder.

Desgleichen kam am Neuschacht bei Rossitz eine derart angeordnete Maschine von 70 Pferdekräften während des Abteufens zur Anwendung. †)

Bei Vivian's patentirter Wasserhebmaschine ††), Fig. 776, sollen sich in einem aus zwei Theilen zusammengesetzten Dampfcylinder *C* zwei Dampfkolben stets in entgegengesetzter Richtung bewegen. Die Kolbenstangen sind drehbar mit den Kolben und mit zwei Kunstwinkeln verbunden, deren dem Gestänge *G* zugekehrte Zapfen sich mit Gleitstücken in Schleifen bewegen, die am Gestänge befestigt sind. Beim Aufgange strömt frischer Dampf zwischen die Kolben, beim Niedergange gelangt derselbe in den Condensator, daher der Niedergang des Gestänges durch den äusseren Luftdruck auf die Kolben befördert wird. Zwei elastische Widerlager *w* verhindern die Ueberschreitung des Hubes. Dabei wirkt allerdings kein Horizontalschub auf den Cylinder, doch ist die Construction zu complicirt, als dass sie sich für die Ausführung empfehlen liesse.

*) Eine Skizze derselben s. Riedler's Bericht über die Reisen der Wiener Techniker, S. 27.

**) Revue universelle, 13. Bd., S. 326.

***) Nach dem Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1868/69, 14. Bd., S. 258.

†) Riedler's Bericht über die Reise der Wiener Techniker, S. 28.

††) Mechanics Magazine, October 1869, S. 316; Dingler's polyt. Journal 1870, 195. Bd., S. 289.

Literatur.

Bourne's Werk: A Treatise on the Steam-Engine, London 1868, enthält praktische Regeln für die Bestimmung der Dimensionen. Rühlmann's allgemeine Maschinenlehre gibt eine Darlegung des Princips der Maschinensysteme, die Erläuterung der wichtigsten Details, interessante geschichtliche Daten und viele Literaturnotizen. Weisbach's Ingenieur- und Maschinen-Mechanik enthält im 3. Bande die nähere Beschreibung einer directwirkenden und einer Cornwall-Maschine, die Principien der Kataraktsteuerung und zahlreiche Berechnungen, insbesondere auch über Condensation und Speisung. Beschreibung und manches Detail über einfachwirkende Maschinen, Condensation u. s. w. findet sich auch in Scholl's Führer des Maschinisten. G. Schmidt's Dampfmaschinentheorie, Freiberg 1861, enthält eine Theorie der einfachwirkenden Maschinen. Combes' Bergbaukunde beschreibt die Cornwall-Maschinen. Ponson's „Steinkohlenbergbau" behandelt Balancier- und directwirkende Maschinen vorzüglich beschreibend und das Supplement zu diesem Werke enthält eine Anzahl der wichtigsten Neuerungen. Burat's Matériel des Houillères nebst Supplement, sowie dessen Cours d'exploitation des mines liefern Skizzen einiger Maschinen-Anordnungen. Serlo's Bergbaukunde gibt eine kurze Uebersicht der Maschinensysteme, die Kritik derselben und eine sehr vollständige Literatur. Wiebe's Skizzenbuch, Heft 26 und 51, dann Coquerill's Portefeuille enthalten gute Detailzeichnungen. Aus den vorzüglichen Werken von Kley und Hörmann über Woolf'sche und doppeltwirkende Wasserhebmaschinen kann Vieles auch für einfachwirkende Maschinen Verwendbare entnommen werden. Das erstere Werk enthält auch Geschichtliches, das letztere eine Erläuterung und Kritik der verschiedenen Maschinensysteme überhaupt. Riedler's Bericht über die Reisen der Wiener Techniker bringt gute Skizzen von einigen in Oesterreich aufgestellten Maschinen.

Mit dem Vergleich zwischen Balancier- und directwirkenden Maschinen befassen sich besonders folgende Arbeiten: Ueber directwirkende Wasserhebmaschinen in Belgien von Baure, Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1855, 1. Bd., S. 13; über die Pumpen und Wasserhebmaschinen des Loire-Beckens von Lombard, ebendas. 1858/59, 4. Bd., S. 443, übersetzt mit Bemerkungen von Bornemann in der Freiberger berg- und hüttenm. Zeitung 1859, 18. Jahrg., S. 471; Vergleich zwischen Balancier- und directwirkenden Maschinen von Guary, Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1859/60, 5. Bd., S. 353; Bemerkungen dazu von Lombard ebendaselbst; die Wasserhaltungsmaschinen- und Pumpensysteme im District Dortmund, von v. Detten, Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd., S. 303 und 325. Unter diesen Aufsätzen enthalten besonders die von Baure, Lombard und v. Detten vieles Detail über die Ausführung der Maschinen.

Mit den einfachwirkenden Maschinen zur Wasserhaltung befassen sich ferner folgende Journalaufsätze: Ueber die Cornwall-Maschinen und die Sims'sche Wasserhebmaschine, Dingler's polyt. Journal 1842, 85. Bd., S. 81; über die Cornwall-Maschinen mit Expansion, Berechnung des dazu nothwendigen Gestänggewichtes, von Devillez, Bergwerksfreund 1844, 8. Bd., No. 15; über englische

Wasserhaltungsmaschinen von Dieck, Hartmann's berg- und hüttenm. Zeitung 1847, 6. Bd., S. 369; Wasserhaltungsmaschine zu Sclessin bei Lüttich, ebendas. 1848, 7. Bd., S. 364; Berechnung des Gestänggewichtes für Expansionsmaschinen von Honigmann, Hartmann's berg- u. hüttenm. Zeitung 1851, 10. Bd.; Alban's Wasserhebmaschine mit Schiebersteuerung, Dingler's polyt. Journal 1853, 127. Bd., S. 1; über die Brüche an einer Balanciermaschine von Friedrich, Erfahrungen 1853, S. 10; directwirkende Maschine am Layerschacht in Brandeisl, ebendas., S. 16; Fundirung der Maschine am Schacht No. 10 bei Ostrau, mittelst Piloten, von Sauer, ebendas. 1854, S. 7; Zahlenangaben über preussische Wasserhebmaschinen, Preuss. Zeitschrift 1855, 2. Bd., S. 132; Wasserhaltungsmaschine zu Rive-la-Molière von Luyton, Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1855/56, 1. Bd., S. 184; die Wasserhaltungsmaschinen des Loire-Kohlenbeckens von Baure, ebendas. 1856/57, 2. Bd., S. 577; Kataraktsteuerung einer Cornwall-Maschine, Zeichnungen der polytechnischen Schule in Hannover, Blatt 23 und 24; über die Wasserhebung aus 1000 Meter Tiefe von Devillez, Annales des travaux publics de Belgique, 16. Bd., und berg- u. hüttenm. Zeitung 1859, 18. Bd., S. 401; Wasserhaltungsmaschine des Louisenschachtes, Civilingenieur 1859, 5. Bd., S. 199; Versuche mit Maschinen im Loirebecken, Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1859/60, 5. Bd., S. 307 und 565; 1862/63, 8. Bd., S. 564; 1863/64, 9. Bd., S. 259; Hoffmann's Schleifensteuerung, Verhandl. des Ver. zur Beförderung des Gewerbsfleisses in Preussen, 1860, 39. Jahrg., S. 76, dann Zeitschr. deutscher Ing. 1860, 4. Bd., S. 209; Wasserhebmaschine, projectirt für den Schacht Pommer Esche bei Ibbenbüren, Revue universelle 1860, 7. Bd., S. 76; die Lillschachter Wasserhebmaschine mit Schiebersteuerung, Erfahrungen 1861, S. 6; eine Maschine mit gleicher Steuerung am Hermenegildschacht bei Ostrau von Sauer, ebendas. 1862, S. 10 und Zeitschr. deutscher Ing. 1864, S. 254; verschiedene Constructionen tonnlägiger Wasserhebmaschinen von Froning, Zeitschrift deutscher Ing. 1861, S. 73.

Ueber das Maschinenwesen auf den Berg- und Hüttenwerken Oberschlesiens von Althans, Preuss. Zeitschrift, 10. Bd., S. 141; Folgen des Balancierbruches in Hartley, Annales des mines 1863, 6. Reihe, 3. Bd., S. 441; liegende Wasserhebmaschine zu Pontpéan, Revue universelle 1863, 13. Bd., S. 326; einfachwirkende Dampfmaschine mit Hoffmann's patentirter Schiebersteuerung, Bericht über die Versammlung der B.- und Hüttenmänner zu Ostrau 1863, S. 63; über die Cornwaller Dampfkünste von Hagen, Civilingenieur, neue Folge, 10. Bd., S. 100, Referat aus der Zeitschr. des Arch.- u. Ing.-Vereins zu Hannover; Wasserhaltungsmaschinen am Einigkeitsschacht bei Joachimsthal von Jaritz, Erfahrungen 1865, S. 2; 450pferdige Wasserhebmaschine am Kübekschacht bei Kladno v. Friedrich, ebendas., S. 7; Wasserhaltung am Zinkbergbau zu Ammeberg in Schweden von B. Turley, b.- u. h. Zeitung 1866, 20. Jahrg., S. 443; Indicatorversuche an der Wasserhaltungsmaschine auf Haut-Flénu von Erdmann, Deutsch. Ing. 1869, 13. Bd., S. 614; Wasserhebmaschine auf der Abendsterngrube bei Rosdzin von Pietsch, Preuss. Zeitschrift 1871, 19. Bd., S. 57; Theorie der directwirkenden Wasserhebmaschinen von Dwelshauvers-Déry, Revue universelle 1871, 30. Bd., S. 242; Notiz über eine grosse Wasserhebmaschine, Dingler's polyt. Journal 1872, 204. Bd., S. 159; über Gleichgewicht und Niedergangsgeschwindigkeit bei Wasserhebmaschinen von Trasenster, Revue universelle 1872, 31. Bd., S. 301; Wasserhebmaschine mit Schiebersteuerung, Engineer 1873, 4. und 24. October; Wasserhebmaschine von 500 Pferdekraft am Neuschachte bei Rossitz von Illeck, mit sehr guten Detailzeichnungen, Civilingenieur 1876, 22. Bd., S. 161; über die mitt-

lere Kolbengeschwindigkeit der Wasserhebmaschinen von Riehn, Zeitschrift deutscher Ing. 1876, 20. Bd., 5. Heft; über die Wirkung des Dampfhemdes von Escher, Civilingenieur 1876, 22. Bd., S. 33, s. auch Illeck's Aufsatz ebendas., S. 371; über die Kley'sche Wasserhebmaschine mit Schwungrad, Comptes rendus etc. de Liège, Mai 1877, S. 40 und Wochenschrift deutscher Ing. 1878, No. 6, S. 41; Ventil- statt der Schiebersteuerung am Einigkeits- und am Lillschacht, beschrieben von Kraft, Oesterr. Zeitschrift 1877, No. 7, S. 69.

Ueber Schachtwinden zum Einlassen der Pumpen s. Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1859/60, 5. Bd., S. 823, dann Preuss. Zeitschrift 1874, 22. Bd., S. 149 und 1875, 23. Bd., S. 111, 252 und 270; über Hubzähler: Erfahrungen 1864, S. 49; von Sauer, ebendas. 1853; von Büttner, Zeitschr. deutscher Ing. 1872, 16. Bd., S. 125; Polyt. Centralblatt 1875, S. 1382.

V. Doppeltwirkende Maschinen.

Wie aus der Einleitung des vorigen Abschnittes hervorgeht, hat die Anwendung des Principes der doppelten Wirkung bei den Maschinen ohne Rotation vorzüglich den Zweck der Ersparung an Gestänggewicht. Man gibt für die doppeltwirkenden Maschinen, deren Einführung zur Wasserhaltung dem Ingenieur Ehrhardt zu danken ist, zwei Typen als durchführbar an:

a) das Gestänggewicht G, Fig. 792, ungefähr gleich dem halben Wasserdrucke R auf die Pumpenkolben;

b) das Gestänggewicht G, Fig. 791, gleich dem ganzen Wasserdrucke R, dabei ein Contrabalancier mit einem Gegengewichte gleich

$$\frac{1}{2}\ G = \frac{1}{2}\ R.$$

In beiden Fällen ist, wie es einer doppeltwirkenden Maschine entspricht, der Widerstand beim Auf- und Niedergange gleich. Die Anordnung b), Fig. 791, erfordert im Vergleich zu einer einfachwirkenden Maschine eine theurere Fundirung, einen Balancier mit Gegengewicht, dagegen einen kleineren Cylinder; das Gewicht des Gestänges und der auf dasselbe ausgeübte Zug sind die gleichen. Diese Anordnung gewährt daher keine Vereinfachung und sie wird nur in besonderen Fällen angewendet, z. B. wenn wegen Raumersparniss ein kleiner Cylinderdurchmesser von Werth ist und der bei Fig. 792 stattfindende abwechselnde Zug und Druck im obersten Gestängstück vermieden werden soll.

Es gibt jedoch beliebig viele Zwischenstufen innerhalb der Anordnungen a) und b), indem das der Festigkeit wegen sich ergebende Gestänggewicht grösser als 0·5 R ausfallen oder selbst den Werth R

übersteigen kann, in welchen Fällen stets ein Gegengewicht erfordert wird, das bis 0·5 R oder darüber wächst.

Man kann daher sagen, die doppeltwirkende Maschine erfüllt den Zweck der Ersparung am vollständigsten, wenn die Anordnung Fig. 792 ausführbar ist; übersteigt das Gestänggewicht der Festigkeit wegen den Werth 0·5 R und ist aus diesem Grunde ein Gegengewicht nothwendig, so vermindert sich die Ersparung und diese reducirt sich wohl stets auf Null, wenn das Gegengewicht die Grösse 0·5 R erreicht.

In der That wurde die Einrichtung Fig. 791 auf der Scharleygrube nur gewählt, um einen kleineren Cylinder zu erhalten.

Die doppeltwirkenden Maschinen werden meistens mit Condensation, jedoch nur mit geringer Expansion ausgeführt, weil diese wieder ein grösseres Gestänggewicht erfordert; um den Vortheil der Expansion auszunützen, eignet sich besser die Anwendung von zwei Cylindern.

Zu Ungunsten der Balancieranordnung gegenüber der directwirkenden tritt bei doppeltwirkenden Maschinen der Umstand, dass beim Kolbenaufgange eine Kraft auf Hebung der Balancierlager wirkt, welche ungefähr dem doppelten Dampfdrucke auf den Kolben gleichkommt.

Das über Detailconstruction der einfachwirkenden Maschinen Gesagte lässt sich grösstentheils auch auf doppeltwirkende anwenden, und neben der geänderten Berechnung kommt nur noch Weniges über die Verbindung der Kolbenstange mit dem Gestänge, über die Steuerung, die Luftpumpe und die Fundirung zu besprechen.

Für doppeltwirkende Maschinen sind eiserne, meistens Kastengestänge in Anwendung.

Berechnung. Diese kann im ersten Theile nach S. 322 durchgeführt werden, nur ergibt sich für die Kolbenfläche O und für den Speisewasserverbrauch pr. Secunde ein anderer Ausdruck.

Die Kolbenfläche wird, da der Dampf beim Auf- und Niedergange die gleiche Wirkung producirt, nur halb so gross als früher, mithin

$$O = 0{\cdot}05 \, \frac{s}{s_c} \, \frac{\lambda\,(\Sigma A H + A_h H_h)}{f p - p'} \, ;$$

die mittlere Geschwindigkeit v des Gestänges wird gleich 0·6 bis 0·65 ^{m} angenommen.

Der Dampfverbrauch S Kil. pr. Secunde ist für den raschesten, also den Gang ohne Pausen zu ermitteln und kann daher wie für rotirende Maschinen bestimmt werden. Der schädliche Raum muss bei der gewöhnlichen Anwendung von Condensation fast ganz mit frischem Dampfe gefüllt werden, da der Hub vorzüglich durch Expansion

des wirksamen Dampfes begrenzt wird und im schädlichen Raume, der mit dem Condensator in Verbindung stand, auch durch die Compression nur eine geringe Spannung entsteht. Sei daher m das Verhältniss des schädlichen Raumes zu dem Volum eines Kolbenschubes, so wird unter Beibehaltung der sonstigen auf S. 322 angegebenen Bezeichnungen der Dampfverbrauch pr. Secunde

$$\frac{2n}{60}(O s_1 + m O s_c)\sigma = \frac{O n s_c \sigma}{30}\left(\frac{1}{\varepsilon} + m\right).$$

Bei den ausgeführten Maschinen wird die Entfernung der Endstellung des Kolbens vom Cylinderdeckel gleich 0·025 s_c bis 0·03 s_c genommen. Mit Rücksicht auf das Volum der Dampfcanäle kann man daher $m = 0{\cdot}05$, mithin den Verbrauch gleich

$$\frac{O n s_c \sigma}{30}\left(\frac{1}{\varepsilon} + 0{\cdot}05\right)$$

setzen; hierzu den Dampfverlust nach Völckers gleich

$$0{\cdot}13\, D\sqrt{fp - p'}$$

gerechnet, ergibt sich der ganze Verbrauch pr. Secunde

$$(1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad S = \frac{O n s_c \sigma}{30}\left(\frac{1}{\varepsilon} + 0{\cdot}05\right) + 0{\cdot}13\, D\sqrt{fp - p'} \text{ Kil.}$$

Die weitere Berechnung, von 1), S. 324, angefangen, ist nun eine andere als dort und wieder verschieden für Maschinen ohne und solche mit Expansion.

1) Bei Maschinen ohne Expansion bestimmt man, ohne den etwa nothwendigen Contrabalancier zu berücksichtigen, den Werth von $\mathfrak{M}$ (S. 319) und berechnet das Hauptgestänge nach S. 170. Ist eine Ausgleichung nothwendig, und hat man für dieselbe einen ungleicharmigen Contrabalancier angenommen, so ermittelt man dessen Gewicht B_1 und vermindert das anzuwendende Gegengewicht um

$$\frac{3}{7} B_1 \left(1 - \frac{s}{s_g}\right) \text{ Kil.}$$

2) Bei Maschinen mit Expansion ist, da man die Geschwindigkeit beim Niedergange jedenfalls nicht grösser als beim Aufgange nehmen wird, die Berechnung der Schwungmasse P für letztere Bewegung durchzuführen. Man hat für P den Ausdruck

$$P = \frac{20000\, g\, O p s_1}{V^2} \log nat \frac{1}{f},$$

wobei V nach S. 324 anzunehmen ist; da O nur halb so gross ist als

bei einer einfachwirkenden Maschine, ergibt sich auch P nur halb so gross. Der erhaltene Werth genügt um so mehr auch für den Niedergang, wo das Wasser in den Pumpensteigröhren als Schwungmasse mitwirkt.

Nach Berechnung von P bestimmt man das wirksame Gestänggewicht annähernd mittelst der aus (56) bis (58), S. 371, folgenden Formel

$$G = 500\,(\Sigma A H - A_h H_h),$$

sodann die Werthe

$$G_1 = \frac{s}{s + s_g}\,(P - G - G_n),\quad G_2 = G_1\,\frac{s}{s_g},$$

worin bei Vorhandensein einer Hubpumpe grösserer Dimension G_n gleich dem Gewichte des in derselben enthaltenen Wassers, sonst aber $G_n = 0$ zu setzen ist. Hierauf werden Dimensionen und Gewicht der grösseren bewegten Maschinentheile, und mittelst derselben $\mathfrak{M}$ nach S. 319 und G_n nach S. 318 ermittelt. Sodann ergeben sich der genaue Werth von G aus (56) bis (58), S. 171, und die genauen Werthe von G_1 und G_2 aus den obigen Formeln.

Endlich folgt die Berechnung der Gestängedimensionen nach S. 141 u. f., wobei man den Festigkeitscoëfficienten $\mathfrak{A}$ mit

$$\frac{fQ + 2\,G_1}{Q + 2\,G_1}$$

multiplicirt in Anwendung zu bringen und wegen des grösseren auch beim Niedergange wirkenden Anfangsdruckes die Werthe K bei ein- bis sechsfacher Expansion 1 bis 1·25mal grösser zu nehmen hat, als sie sich aus der Rechnung ergeben. Auch ist das S. 321 über die Ausführung des Gestänges Gesagte zu berücksichtigen.

Der erforderliche Dampfraum in den Kesseln ergibt sich halb so gross als nach (42), S. 335, weil auf jeden der n Doppelhube zwei Cylinderfüllungen kommen.

Beispiel. In dem auf S. 326, Beispiel 1), behandelten Falle soll eine direct- und doppeltwirkende Maschine ohne Expansion und mit Condensation zur Anwendung kommen.

Der Kolbendurchmesser D ergab sich dort gleich $1{\cdot}9^{\mathrm{m}}$, es wird daher nun

$$D = 1{\cdot}9\,\sqrt{2} = 1{\cdot}34^{\mathrm{m}} \text{ und } O = 1{\cdot}410 \text{ Quadratm.}$$

Behält man die mittlere Kolbengeschwindigkeit, obwohl diese in der Ausführung kleiner genommen wird, in dem Werthe

$$v = 0{\cdot}8^{\mathrm{m}}$$

bei, so folgt wegen

$$\sigma = 1{\cdot}85,\ \varepsilon = 1,\ n = 8,\ s_c = 3^{\mathrm{m}},\ f = 1,\ p = 3{\cdot}5 \text{ und } p' = 0{\cdot}2$$

nach (1) der Speisewasserverbrauch pr. Secunde

$$S = \frac{1 \cdot 410 . 8 . 3 . 1 \cdot 85}{30} . 1 \cdot 05 + 0 \cdot 13 . 1 \cdot 34 \sqrt{3 \cdot 3} = 2 \cdot 51 \text{ Kil.}$$

gegen 2·34 Kil. bei der einfachwirkenden Maschine.

Dampfcylinder. An diesem sind zwei Dampfcanäle, einer am oberen, der andere am unteren Ende erforderlich.

Wegen des beim Kolbenniedergange aufwärts wirkenden Dampfdruckes ist der Deckel und die Befestigung des Cylinders am Untersatze gerügend stark zu halten, ähnlich wie bei einer einfachwirkenden Balanciermaschine.

Soll der Cylinder eine Dampfheizung erhalten, so wäre auch die Heizung des Deckels wie des Bodens vortheilhaft. Wegen der dabei sich ergebenden complicirteren Einrichtung findet man indessen auch ein einfaches Dampfhemd für den Cylinder allein in Anwendung.

Kolbenstange. Diese ist abwechselnd auf Druck und Zug in Anspruch genommen; in der Ausführung findet man ihren Durchmesser gleich $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{8}$ des Kolbendurchmessers, welcher letztere Werth dann entspricht, wenn der Querschnitt an den Verbindungsstellen um $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{3}$ geschwächt ist.

Die Verbindung mit dem Gestänge muss aus obigem Grunde besonders solid sein. Meist sind zwei Keile in Anwendung, welche auf den zwischenliegenden Theil der Kolbenstange nach entgegengesetzten Richtungen wirken, daher ein festes Anspannen gestatten und auf diese Weise eine Lockerung verhüten.

Bei der Anordnung Fig. 801 wirken die Keile ziehend auf die Kolbenstange k; der obere Keil überträgt beim Niedergange, der untere beim Aufgange den Druck auf das Gestänge g. Ist d die von den Keilen hervorgerufene Spannung, D der Dampfdruck, so ist in dem zwischen den Keilen befindlichen Theile der Kolbenstange beim Aufgange ein Zug $D + d$, beim Niedergange ein Zug d vorhanden, im nebenliegenden Gestänge oder Verbindungsstück beim Aufgange ein Druck d, beim Niedergange ein Druck $D + d$. Bei der Anordnung Fig. 800, wo die Keile drückend auf die Kolbenstange wirken, vertauschen diese und das Gestänge in Bezug auf die eintretende Spannung ihre Rollen. Es ist nun ziemlich gleichgiltig, ob man den betreffenden Theil der Kolbenstange einem beständigen Zug oder Druck aussetzen will, doch scheint die letztere, die Einrichtung Fig. 800, die gebräuchlichere.

Auf jeden Fall ist klar, dass jeder der Keile allein den ganzen Dampfdruck zu übertragen hat.

Verbindung mit einem Kastengestänge. Die Verbindung mit dem gewöhnlich angewendeten Kastengestänge gestaltet sich sehr einfach, wenn dieselbe nicht zugleich als Fangapparat dienen soll, und wenn, wie es meist der Fall sein wird, der Durchmesser der Kolbenstange kleiner ist als die innere Weite des Kastengestänges; es ist dann die in Fig. 812 bis 814 dargestellte Construction verwendbar. Die Höhlung des Gestänges wird im obersten Theile durch eine guss- oder schmiedeiserne Einlage ausgefüllt, in letztere die Kolbenstange versenkt und durch zwei Keile befestigt. Wegen der Schwächung durch die Keillöcher und durch das Anspannen, dann um den Keilen eine breitere Auflage am Gestänge zu geben, sind Platten *a b* angelegt, von welchen *a* durch gemeinschaftliche Nieten mit den Flach- und U-Eisen, *b* mit den letzteren durch Nieten verbunden werden, deren Köpfe entweder an der Innenseite versenkt sind oder in die in Fig. 814 angedeuteten Nuthen der Einlage eingreifen.

Ist im Inneren des Gestänges kein Raum für die Schienen *b* vorhanden, so kann man diesen durch Erweiterung des obersten Gestängstückes schaffen, indem man die U-Eisen etwas aus einander biegt und die Flacheisen nach oben breiter werden lässt, jedoch so, dass die Höhlung des Gestänges, soweit die Kolbenstange darin eintaucht, constanten Querschnitt besitzt. Oder man legt die Schienen *b* aussen an, dann müssen aber die Rippen der U-Eisen breit genug sein, dass die Nietköpfe darauf Platz finden.

Verbindung mit Fanghorn. Fig. 796 ist der Längenschnitt, 795 der Grundriss, zur Hälfte Horizontalschnitt, und 799 der Querschnitt einer Verbindung zwischen Kastengestänge und Kolbenstange einer 250pferdigen direct- und doppeltwirkenden Maschine.*) Die Kolbenstange steckt in dem viereckigen schmiedeisernen Block *a*, mit welchem durch Nieten zwei Blechplatten *b* verbunden sind, die durch Stehbolzen *c* gegenseitig abgesteift werden und als Fanghorn für den Auf- und Niedergang des Gestänges dienen, daher am Ende mit Eisenschienen *d* armirt sind. Zur Verbindung mit den Flacheisen des Gestänges dienen zwei Laschen *e*, welche, wie die punktirten Linien in Fig. 796 andeuten, im Obertheil breiter gehalten und mit den Platten *b* vernietet sind. Die U-Eisen dagegen sollten der Begrenzung der Platten *b* entsprechend gebogen und an diesen festgenietet werden. Da sich diese Biegung für aus einem Stück gewalzte U-Eisen als zu

*) Ausgeführt von Herrn Oberingenieur Sauer in Ostrau.

schwierig erwies, wurden letztere im obersten Gestängstück aus je einer Flachschiene und zwei Winkeleisen zusammengesetzt, wie die Ansicht Fig. 797 des Stirnendes des Fanghorns, dann der Querschnitt Fig. 798 des Gestänges zeigen. Die Kolbenstange ist mit *a*, *b* und *c* durch zwei Keile $k\,k_1$ verbunden, welche auf den zwischenliegenden Theil der Kolbenstange drückend wirken. Zwei Bolzen *n* dienen zur Befestigung des aus zwei Theilen bestehenden Steuerbalancier.

Die Verbindung der Kolbenstange mit dem Gestänge der doppeltwirkenden Maschine am Elisabethschacht bei Wielicza*) zeigen Fig. 786 im Aufrisse, halb Längenschnitt, 789 zur Hälfte im Grundrisse, 788 im Horizontalschnitte nach *C D* und 787 im Querschnitte nach *A B*. An die Kolbenstange ist eine zweitheilige gusseiserne Traverse befestigt, welche als Fanghorn dient und beim Auf- und Niedergange gegen Holzbalken schlägt, die mit Kautschukscheiben unterlegt und einerseits an der Tragbrücke der Dampfmaschine, anderseits an Einstrichen im Schachte befestigt sind. Die zum Theil durchbrochenen Hälften der Traverse sind aussen durch angenietete Blechplatten *a* armirt und durch Schraubenbolzen *b*, sowie durch heiss aufgezogene Schmiedeisenringe *r* verbunden.

Unterhalb der Traverse steckt die Kolbenstange in einem viereckigen Gusseisenstück, welches den obersten Theil des Gestänges ausfüllt. Das letztere besteht aus vier Flach- und vier Winkeleisen und ist, soweit der Gusseisenblock in dasselbe hineinragt, aussen durch vier Platten *ccdd*, Fig. 788, verstärkt; der Raum hinter den Platten *c*, zwischen den Winkeleisen des Gestänges, ist durch Schienen ausgefüllt, welche durch Nieten mit versenkten Köpfen an *c* befestigt sind. Durch ebensolche Nieten sind die Platten *c* mit den Winkel- und Flacheisen des Gestänges verbunden.

Die Befestigung der Kolbenstange erfolgt durch zwei Keile $k\,k_1$, welche hier den Kreuzkopf und das Gestänge zusammenhalten, daher ziehend auf die Kolbenstange wirken müssen. Die Vorsprünge *n* dienen zur Befestigung der Drehzapfen des Steuerbalancier.

Verbindung mit Gabelung. Eine solche Verbindung, für das S. 209 beschriebene Gestänge, Fig. 408 bis 411, angewendet und für ein Doppelgestänge oder zur Verbindung mit einem Contrabalancier benützbar, zeigen Fig. 822 im Aufrisse, 825 im Grundrisse, zum Theil Horizontalschnitte, 823 im Querschnitte nach *CD*; Fig. 824 ist der Schnitt einer Gabelstange nach *AB* in vergrössertem Maassstabe. Die Gabelung

*) Vom dortigen Oberingenieur Herr Janota dem Verfasser freundlichst mitgetheilt.

erfolgt durch einen gusseisernen Kreuzkopf, an welchen die Gabelgestänge unten stumpf anstossen; zur Verbindung mit denselben dienen beiderseits angelegte Eisenschienen *a b* und Keile; mit den Gabelstangen sind die Schienen *a b* durch conische Schrauben verbunden.

Die Kolbenstange *k*, Fig. 822, ist durch den Muff *m* gesteckt, welchen Fig. 826 in vergrössertem Maassstabe durchschnitten zeigt. Die Stange *k* besitzt zwei Absätze; an diese wird ein aussen etwas conischer, zweitheiliger Ring *c* gelegt, der in den Ueberziehmuff *m* eingerieben ist; dieser wird von unten her kräftig angetrieben, um den Ring *c* fest gegen die Kolbenstange zu pressen, und durch zwei Stellschrauben *s* am Herabfallen gehindert. Die Kolbenstange endlich ist durch einen Keil *n*, Fig. 822, aufwärts gedrückt und mithin gehörig gespannt.

Die untere Platte *p* am Kreuzkopfe dient hier zur Befestigung des Mönchkolbens eines hydraulischen Balancier.

Verbindung des Balancier mit dem Gestänge. Fig. 806 und 807 zeigen die Adaptirung des obersten Endes eines Kastengestänges zur Verbindung mit der vom Balancier herabgehenden Lenkstange. *) Diese Verbindung wird durch zwei Seitenplatten *p* vermittelt, welche oben durchlöchert sind, um einen Zapfen aufzunehmen, an den sich der untere Lenkstangenkopf anschliesst. Die Platten *p* sind durch Nieten, welche zugleich die Flach- und U-Eisen des Gestänges verbinden, an diesem befestigt. Nebstdem sind zwei Paare ins Kreuz gestellter Keile $k\ k_1$ angeordnet, welche die Verbindungsplatten *p* gegen das Gestänge anspannen und den dabei ausgeübten Druck nicht nur auf die Flacheisen, sondern auch auf die U-Eisen übertragen. Ueberdies sind drei Schrauben *s* zur Verbindung durchgezogen.

Innere Steuerung. Zur Steuerung einer doppeltwirkenden Maschine sind für jedes Cylinderende ein Einlass- und ein Auslassventil, im Ganzen also vier Ventile erforderlich.

Bei einer Maschine mit Condensation und Expansion sind beim Kolbenaufgange das untere Ein- und das obere Auslassventil geöffnet. Es wird zuerst der Expansion wegen das Einlassventil geschlossen, dann nahe vor Ende des Hubes das Auslassventil, wodurch der Stillstand eintritt.

Nach einer Pause öffnet der Katarakt zuerst das untere Auslass- und bald darauf das obere Einlassventil, der Niedergang beginnt. Während desselben wird wieder zuerst das Einlassventil, dann das Auslassventil geschlossen, die Maschine kommt zum Stillstande und nach der Pause

*) Hörmann, die Wasserhebmaschinen u. s. w.

öffnet ein zweiter Katarakt die beim Aufgange vom Dampfe zu passirenden Ventile, so dass der Kolben wieder aufsteigt.

Arbeitet die Maschine ohne Expansion, so erfolgt der Schluss der zwei eben offenen Ventile nahe gleichzeitig. Ist kein Condensator vorhanden, so strömt der Dampf statt in diesen ins Freie.

Wie leicht einzusehen, ist das Spiel der Ventile das gleiche, ob die Maschine einen Balancier besitzt oder nicht.

Die Anordnung der Ventile bleibt in allen Fällen dieselbe. Wegen Verminderung des schädlichen Raumes werden je zwei Ventile in einem gemeinschaftlichen Ventilkasten möglichst nahe dem zugehörigen Cylinderende angebracht.

Zur Regulirung der Ein- und zuweilen auch der Ausströmung sind für beide Cylinderenden abgesonderte Ventile (besser als Drosselklappen) in Anwendung. Für die Einströmung oben und unten ist eine gesonderte Regulirung nothwendig, weil nach einer Reparatur der Pumpen, wenn die Steigröhren entleert sind, die Maschine beim Niedergange keinen Widerstand findet, daher mit nahe ganz gesperrter oberer Einströmung, also einfachwirkend arbeiten muss; während die Steigröhren durch die Pumpen mit Wasser gefüllt werden, geht durch allmälige Oeffnung der oberen Admission die einfache Wirkung in die normale doppelte über.

Fig. 816 ist der Vertical- und 817 der Horizontalschnitt der inneren Steuerung der Ehrhardt'schen Maschine in Saarbrücken.*) Darin sind V der untere und V_1 der obere Ventilkasten mit den Einlassventilen $e\,e_1$, den Auslassventilen $a\,a_1$ und den Dampfcanälen $x\,x_1$; die Ventilkästen stehen durch zwei hohle Säulen E und A in Verbindung. Der ersteren wird durch ein horizontal einmündendes Rohr, in welchem sich die Admissionsventile befinden, der Kesseldampf zugeführt. Der verbrauchte Dampf gelangt vom oberen Auslassventil durch die Säule A, vom unteren direct zum Austrittsrohr R.

Aeussere Steuerung. Da zu Ende der unteren und der oberen Pause stets zwei Ventile nahe gleichzeitig geöffnet werden, so genügen bei doppeltwirkenden Maschinen zwei Katarakte, der eine für das untere Einlass- und das obere Auslassventil, der zweite für die beiden anderen Ventile. Es sind vier Steuerwellen erforderlich und jede Kataraktstange wirkt auf die Fallklinken der zugehörigen beiden Wellen ebenso, wie bei einer einfachwirkenden Maschine mit Condensation die Stange des einen Kataraktes auf die Fallklinken des Ein- und Auslassventils. Der Schluss der Ventile erfolgt durch Knaggen an der doppelten Steuerstange.

*) Hörmann, die Wasserhebmaschinen u. s. w.

Es sind daher mit geringer Modification alle für einfachwirkende Condensationsmaschinen angegebenen Mechanismen verwendbar, und zwar unabhängig davon, ob die Maschine directwirkend oder mit Balancier versehen ist, mit oder ohne Condensation arbeitet.

Fig. 808 und 809 zeigen in zwei parallelen Schnitten die Steuerung der Balanciermaschine mit Condensation am Dechenschacht, deren Ventilanordnung oben angegeben wurde. In Fig. 808 sind die zum unteren Ein- und oberen Auslassventil, in Fig. 809 die zu den beiden anderen Ventilen gehörenden Theile dargestellt. Von den vier Steuerwellen w_1 bis w_4 gehört

w_1 zum unteren Einlass-Ventil v_1,
w_2 „ oberen Auslass- „ v_2,
w_3 „ oberen Einlass- „ v_3,
w_4 „ unteren Auslass- „ v_4.

Von den S. 404 zu Fig. 708 und 707 beschriebenen Katarakten gehört C und die Kataraktstange s zu v_1 und v_2, C_1 und s_1 zu v_3 und v_4. Die Steuerwellen sind mit den üblichen Bestandtheilen versehen, die Gewichte q_1 bis q_4 zur Oeffnung der Ventile stecken oben an Hebeln, deren Drehungsaxen am Steuerständer befestigt sind. Die Lager für die Drehaxen der oberen Ventilhebel befinden sich am oberen Ventilkasten, für die unteren Hebel an einem gusseisernen Träger, der vorn an den beiden Dampfrohren E und A, Fig. 816, befestigt ist. Die Steuerstange besteht aus zwei Theilen S und S_1, an welchen die Knaggen k_1 bis k_4 zum Schliessen der Ventile befestigt sind. Das Aufziehen der Katarakte erfolgt durch zwei an S und S_1 befestigte, in der Zeichnung nicht angegebene Knaggen. Die Katarakte sind freigehend.

Die Zeichnung entspricht der höchsten Stellung des Kolbens und der in gleichem Sinne mit diesem bewegten Steuerstange. Der Katarakt C_1, Fig. 809, ist im Gange und öffnet mittelst der Stange s_1 und der Fallklinken f_4 und f_3 zuerst das untere Auslass-, dann das obere Einlassventil v_4 und v_3, der Niedergang beginnt. Während desselben schliesst S_1 zuerst mittelst k_3 das obere Einlassventil v_3, wodurch Expansion eintritt, dann mittelst k_4 das untere Auslassventil v_4, der Niedergang wird beendet. Nebstdem wurde der Katarakt C_1 wieder aufgezogen.

Während der nun folgenden Pause löst der Katarakt C, Fig. 808, dessen Gang schon zu Anfang des Niederganges begonnen hat, die Wellen w_1 und w_2 der Ventile v_1 und v_2 aus, es erfolgt der Aufgang; k_1 schliesst das Einlassventil v_1, es tritt Expansion ein; der Katarakt C wird wieder aufgezogen und k_2 schliesst das Auslassventil v_2, wodurch der Aufgang beendet ist. Der Katarakt C_1 hat schon zu Beginn des

Aufganges zu wirken angefangen, öffnet nach einer Pause v_3 und v_4, es folgt wieder der Niedergang u. s. w.

Die Steuerwellen sind durch Hebel und Stangen mit vier Katarakten n verbunden, welche S. 397 erwähnt wurden, und den Niedergang der Gewichte verzögern, um das rasche Aufreissen der Ventile zu verhüten.

Sehr einfach ist die Steuerung am Carnallschacht bei Zabrze, indem dort steuernde, d. h. solche Katarakte in Anwendung stehen, welche direct auf Bewegung der Ventile wirken; ferner sind die Katarakte gehemmt, und die Hemmung wird durch Quadranten an den Steuerwellen erzielt, welche zugleich den Gang ohne Pausen, bei ausgelösten Katarakten, ermöglichen. Fig. 810 gibt eine Skizze derselben. Es sind wieder zwei Ventilkästen, einer unten, der andere oben am Cylinder angeordnet und durch zwei hohle Säulen in Verbindung, welche zur Zu- und Ableitung des Dampfes dienen. Der Cylinder ist in Fig. 810 rechts von der Steuerung stehend zu denken. Es sind blos zwei Steuerwellen $w\,w_1$ vorhanden, deren eine w für das untere Ein- und obere Auslassventil, die andere w_1 für die beiden anderen Ventile dient. Desgleichen gehört zu den ersten beiden Ventilen der Katarakt C, zu den beiden letzten C_1; die Stangen $s\,s_1$ der Katarakte sind durch zweiarmige Hebel $e\,a\,e_1\,a_1$, die senkrecht zur Zeichnungsebene stehen, mit den vier Ventilen in Verbindung. Die Kataraktstangen sind durch Gewichte $q\,q_1$ beschwert, auf den Steuerwellen Sectoren $z\,z_1$ angebracht.

Die Zeichnung entspricht dem höchsten Stande der Steuerstange S. Es ist nur der Katarakt C_1 in Thätigkeit, der Sector z_1 dreht sich in der Richtung des Pfeiles, die Stange s_1 geht nieder und öffnet mittelst der Hebel $a\,e_1$ das untere Aus- und obere Einlassventil, der Niedergang beginnt. Während desselben ist die Drehung des Quadranten z, daher die Bewegung des Kataraktes C durch z_1 gehemmt. Gegen Ende des Niederganges dreht die Knagge k_1 an der Steuerstange die Welle w_1, wodurch der Katarakt C_1 aufgezogen, das Ventil a, sowie e_1 geschlossen und der Hub beendet wird. Nebstdem hat sich z_1 mit der Welle w_1 gedreht, so dass z frei, der Katarakt C ausgelöst wird und die Stange s niederzusinken beginnt. Dadurch gelangt z unter z_1, so dass der eben aufgezogene Katarakt C_1 gehemmt wird; ferner öffnet die weiter niedergehende Stange s mittelst e und a_1 das untere Ein- und obere Auslassventil, so dass die untere Pause beendet wird und der Aufgang eintritt. Während desselben dreht S mittelst k die Welle w, der Katarakt C wird aufgezogen, e und a_1 geschlossen, der Hub erreicht sein Ende; nebstdem hat sich z abwärts gedreht und z_1, daher den Katarakt C_1 ausgelöst,

dessen Kolben sinkt, und es ist hiermit wieder die gezeichnete Stellung erreicht.

Die Katarakthebel und die von denselben zu den Steuerwellen geführten Stangen decken sich in der Ansicht Fig. 810, sind jedoch der Deutlichkeit wegen abgesondert gezeichnet. Die Drehpunkte der Hebel $e\,e_1$ und $a\,a_1$ befinden sich nach dem Grundrisse Fig. 811 an entgegengesetzten Seiten der hohlen Dampfrohre *d*.

Für den Gang mit stärkerer Expansion ist die Steuerung nicht wohl geeignet, weil hier die Einlassventile bedeutend früher als die Auslassventile geschlossen werden müssen.

Will man ohne Pausen arbeiten, so hängt man die Kataraktkolben aus; die Quadranten fungiren dann wie bei einfachwirkenden Maschinen.

Die Steuerung doppeltwirkender Maschinen mit Expansion liesse sich auch in derselben vereinfachten Art ausführen, wie sie für doppeltwirkende zweicylindrige Maschinen angegeben ist.

Schiebersteuerung. Auch für doppeltwirkende Maschinen wurde die Rittinger'sche Schiebersteuerung angewendet, und zwar mit getrennten Schiebern für die beiden Cylinderenden, um den schädlichen Raum zu vermindern. Die Schieber stehen mit den Kolben eines gemeinschaftlichen Steuerungs- und eines Bremscylinders in Verbindung, welche wie bei einer einfachwirkenden Maschine die Pausen reguliren. In der oberen Pause öffnet der niedergehende obere Schieber den Einlass zum Cylinder, der untere den Austritt; in der unteren Pause öffnen die nun aufsteigenden Schieber unten den Einlass- und oben den Auslasscanal.

Bei der so eingerichteten Maschine des Elisabethschachtes in Wieliczka *) fehlen die Sicherheitsventile im Kolben des Brems- oder Kataraktcylinders. Um eine langsame Umsteuerung, resp. Pausen zu erzielen, muss der Durchlasshahn des Kataraktes eng gestellt werden; da nun der erste Theil der Bewegung des Kataraktkolbens direct durch die Maschine erfolgt, so steigt bei rascherem Gange die Spannung im Oelcylinder auf eine gefährliche Höhe. Diesem Uebelstande wurde zwar durch theilweise Entleerung des Oeles, also Herstellung eines elastischen Luftkissens im Oelcylinder abgeholfen, so dass die Maschine statt wie früher nur 2, später 4 Doppelhube pr. Minute ausführen konnte. Allein längere und genau regulirbare Pausen scheinen sich nicht erzielen zu lassen.

Bei der Maschine am Franz-Josefschacht in Buschtiehrad sind die Schieber mit einer Entlastung versehen, und ist in ihrer Verbindung mit dem Steuer- und Bremskolben so viel Leergang vorhanden, dass, so lange

*) Nach Janota, „Erfahrungen" 1869.

die Schieber direct von der Maschine bewegt werden, der Steuer- und der Bremskolben an dieser Bewegung nicht theilnehmen; hiermit werden die Sicherheitsventile im Bremskolben entbehrlich. Durch diese und andere Vervollkommnungen wird jedoch die Steuerung kaum weniger complicirt als die neueren Kataraktsteuerungen mit Ventilen, ohne gegen diese besondere Vortheile darzubieten.

Bewegung des Einspritzventiles. Um den Verbrauch an Condensationswasser und die Arbeit der Luftpumpe nicht unnütz zu vermehren, ist das Einspritzventil des Condensators während der Pausen geschlossen. Die Oeffnung erfolgt abwechselnd durch die Steuerwelle des oberen und des unteren Auslassventils; da sich beide Wellen unabhängig von einander bewegen müssen, dürfen sie mit der Stange des Einspritzventils nicht in feste Verbindung gebracht werden.

Einen diese Bedingung erfüllenden Bewegungsmechanismus für das Einspritzventil zeigt Fig. 815, worin w_1 w_4 die Wellen der Ein- und w_2 w_3 die der Auslassventile bedeuten. An geeigneter Stelle der beiden letzteren sind zwei excentrisch gestellte Daumen d befestigt. Bei Oeffnung der Auslassventile drehen sich die Wellen w_2 und w_3 in der Richtung der Pfeile; dabei drücken die Daumen d gegen den Winkelhebel h, der mittelst der Stange t das Einspritzventil öffnet, und dieses schliesst sich durch das Gewicht der zu demselben geführten Transmission, sobald der Daumen den Hebel h verlässt. Das Einspritzventil ist daher stets nur so lange geöffnet als eines der beiden Auslassventile.

Condensation und Speisung. Im Einklange mit der Wirkungsart der Maschine entspricht es am besten, auch die Luftpumpe doppeltwirkend herzustellen, so dass dieselbe sowohl beim Auf- als beim Niedergange des Dampfkolbens saugt und dadurch die Condensatorspannung herabsetzt. Eine höhere Aufstellung des Condensators gewährt den Vortheil, dass die Saughöhe der Luftpumpe vermindert oder beständig negativ wird.

Die Dimensionen ergeben sich nach S. 411. Es wird der Condensationswasserverbrauch pr. einfachen Hub

$$J_1 = 0{\cdot}03 \frac{J}{n} \text{ Cubikmeter,}$$

worin J den Condensationswasserverbrauch pr. Secunde in Kilogrammen und n die Zahl Doppelhube pr. Minute bedeutet; ferner das Volum der doppeltwirkenden Luftpumpe

$$V_1 = 5\, J_1,$$

der Querschnitt des Einspritzrohres

$$O_2 = 0{\cdot}086 \frac{v}{s} J_1,$$

welcher Werth auf das 2- bis $2^1/_2$fache zu vergrössern ist; ferner das Volum der einfachwirkenden Kaltwasserpumpe

$$V_3 = 2{\cdot}2\ J_1$$

und das Volum der einfachwirkenden Speisepumpe

$$V_4 = 0{\cdot}2 \frac{S}{n} \text{ bis } 0{\cdot}3 \frac{S}{n}.$$

Fig. 827 ist der Verticalschnitt und 828 der Grundriss der doppeltwirkenden Luftpumpe am Dechenschacht No. 3. Das Condensationswasser gelangt aus dem höher stehenden Condensator in das Rohr S, welches durch zwei Gurgelrohre, worin die Saugventile s eingeschaltet sind, mit dem Cylinder communicirt; ebenso steht der letztere durch zwei oben und unten befindliche Gurgelrohre mit den Druckventilen d und dem Druckrohre D in Verbindung. Der Kolben ist durch Ringe aus Rothguss gedichtet. Die vier Ventilkästen sind nach dem gleichen Modelle geformt; Fig. 818 ist der Verticalschnitt und 819 der Grundriss ohne Deckel. Die Ventile sind Kautschukklappen, welche auf einem gitterförmigen Sitze ruhen und mittelst Platten befestigt sind, deren aufgebogener, durchbrochener Theil den Hub begrenzt. Der zugehörige Condensator Fig. 720 wurde auf Seite 417 beschrieben.

Fundirung. Bei dieser ist zu berücksichtigen, dass beim Niedergange des Kolbens der Dampfdruck den Cylinder zu heben sucht.

Bei einer directwirkenden Maschine, wo der Cylinder auf einer Tragbrücke ruht, welche durch Schrauben mit zwei Mauerkörpern verankert wird, macht man das Gewicht des von den Schrauben oder von den Quadern ober den Schliesskeilen unterfangenen Mauerwerkes $1^1/_2$ bis 2 mal so gross als den wirksamen Dampfdruck auf den Kolben. Steht der Cylinder näher der einen als der anderen Grundmauer, so entfällt auf die erstere mehr als die Hälfte des obigen Druckes. Hiernach ergeben sich die nothwendigen Dimensionen des Mauerwerkes.

Bei einer Balanciermaschine wird der Cylinder auf einen quadratischen Mauerkörper gestellt, dessen Gewicht circa das zweifache des Dampfdruckes beträgt; der quadratische Untersatz des Cylinders wird mit diesem Mauerkörper, dessen Stärke nach unten absatzweise zunimmt, durch vier Schrauben verankert.

Was die Lagerung des Balancier betrifft, so verhält sich dieser nach Fig. 790, worin k die Kolbenstange und g das Gestänge bedeuten, beim Kolbenaufgange wie ein einarmiger, um o drehbarer Hebel, auf

welchen die Kolbenstange aufwärts einen Druck Q = dem grössten wirksamen Dampfdruck auf den Kolben ausübt, während an der Axe, deren Lager mit der Balanciermauer verankert sind, das Gewicht M des Mauerkörpers und das des Balancier B abwärts wirkt. Da sich die Längen der Balancierarme wie die Hubhöhen s und s_c des Gestänges und des Kolbens verhalten, so ist für den Gleichgewichtszustand

$$Q\,(s + s_c) = (M + B)\,s,$$

somit muss der kleinste Werth von M

$$M = Q\left(1 + \frac{s_c}{s}\right) - B$$

sein. Man nehme den Werth M $1\frac{1}{2}$mal so gross nach obigem Ausdrucke und rechne als Länge des von den Ankern unterfangenen Mauerkörpers den entsprechend vergrösserten Abstand der beiden Balancierzapfen, so ergibt sich hinreichende Sicherheit, da die Balanciermauer stets eine den obigen Abstand bedeutend übersteigende Länge erhält und der als wirksam betrachtete Mauerkörper durch seinen Verband mit dem anstossenden Mauerwerk noch weiter belastet ist.

Die Dicke der Balanciermauer steigt in der Ausführung bis über 2 Meter.

Jeder Balancierzapfen übt nach aufwärts einen Druck

$$\frac{Q}{2}\left(1 + \frac{s_c}{s}\right) - \frac{B}{2}$$

aus, nach welchem die Dimensionen der Lager und der Ankerschrauben zu bestimmen sind.

Fig. 802 bis 805 zeigen eines der Balancierlager der Maschine am Dechenschacht No. 3 bei Saarbrücken. Das Lager ruht auf einem Bocke a, welcher in seiner Höhlung die Balken b aufnimmt, die als Widerlager für die Fanghörner dienen (s. „Anordnung") und durch vier Schrauben von 2·2^{m} Länge mit dem Mauerwerke verbunden ist. Die Lager sind auf den Untersätzen zwischen Nasen verkeilt, ihre Deckel dem auf jedes Lager aufwärts wirkenden Druck von 38000 Kil. entsprechend stark ausgeführt und durch je vier Schrauben an dem Lager, nebstdem aber durch zwei Anker s, welche 8 Meter weit in das Mauerwerk eingreifen, an diesem befestigt. Die an den Ankern befindlichen Muttern m halten den Lagerkörper selbst nieder.

Anordnung. Für diese gelten im Allgemeinen dieselben Grundsätze wie bei einfachwirkenden Maschinen.

Als Beispiel ist in Fig. 820 und 821 die Anordnung der Ehr-

hardt'schen Maschine am Dechenschacht No. 3 *) dargestellt. Der Cylinder C von 1·18 Meter Durchmesser und 3·14 Meter Hub ist auf einen viereckigen Untersatz gestellt und dieser durch vier Schrauben mit dem gleichfalls viereckigen Fundamentpfeiler verankert. Die innere Steuerung ist nach Fig. 816 und 817 (S. 462) ausgeführt, an den unteren Ventilkasten sind zwei Tragbalken t von I-förmigem Querschnitte festgeschraubt und anderseits in die Balanciermauer eingelassen. Auf diesen Trägern ruhen die Steuerungsständer und die Katarakte. Der obere Ventilkasten ist durch zwei Gusseisenbalken t_1 mit der Balanciermauer verbunden; zwei an t und t_1 befestigte eiserne Querbalken tragen die Führungen für die doppelte Steuerstange S, welche am unteren Ende durch eine Traverse mit der Kolbenstange der doppeltwirkenden Luftpumpe L (S. 467), sowie mit zwei beiderseits von L aufgestellten Speisepumpen verbunden ist.

Der verbrauchte Dampf strömt durch das Rohr A in den Condensator D, das condensirte Wasser durch das Rohr n und zwei Gurgelrohre abwechselnd zum oberen und unteren Ende der Luftpumpe; diese drückt dasselbe durch zwei andere Gurgelrohre in das Abflussrohr r, Fig. 821. Der Condensator ist auf einen erhöhten Mauervorsprung gestellt.

Kolben- und Steuerstange sind durch ein Parallelogramm mit dem Balancier verbunden, die hohlen Lagerständer l (S. 468) des letzteren nehmen die anderseits durch Balken b gestützten Fanglager f auf, gegen welche das Fanghorn h schlägt. Der Balken a liegt hohl, um durch seine Elasticität den Stoss zu mildern. Der Balancier ist durch die Schubstange m und ein Gleitstück mit dem Gestänge in Verbindung. Das Gleitstück wird durch einen gusseisernen Schlitten geführt, welcher mittelst der eisernen Balken $v\, v_1$ an der Schachtmauerung befestigt ist.

Literatur.

Die Literatur über doppeltwirkende eincylindrige Maschinen ist sehr beschränkt. Vollständige, detaillirte Zeichnungen der Ehrhardt'schen Maschine am Dechenschacht No. 3 nebst Beschreibung enthält Hörmann's Werk „Die

*) Hörmann, die Wasserhebmaschinen, S. 19.

Wasserhebmaschinen" etc. Von Aufsätzen sind zu bemerken: Ehrhardt'sche direct- und doppeltwirkende Wasserhebmaschinen von Schlink, Zeitschrift deutscher Ing. 1868, 12. Bd., S. 445; über Vor- und Nachtheile dieses Maschinensystems s. den Aufsatz: Die Wasserhaltungsmaschinen- und Pumpensysteme im Oberbergamtsdistrict Dortmund, von v. Detten, Preuss. Zeitschr. 1869, 17. Bd., S. 313; doppeltwirkende Wasserhebmaschine in Wieliczka von Janota, mit Zeichnung, Erfahrungen 1869, S. 9, ferner in Buschtiehrad von Hutzelmann, ebendas. 1871, S. 9, beide Maschinen sind mit Schiebersteuerung versehen; über doppeltwirkende Wasserhebmaschinen für stabile Wasserhebung von J. v. Hauer, Oesterr. Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen 1870; die in Hörmann's Werk beschriebene Maschine s. auch in Uhland's Maschinen-Constructeur 1875, 8. Bd., S. 273; über doppeltwirkende Maschinen von Pernolet, Annales des mines 1875, 7. Reihe, 8. Bd., S. 203.

VI. Zweicylindrige Maschinen.

Der wesentliche Vortheil der mit Expansion und Condensation arbeitenden zweicylindrigen Maschinen gegen die eincylindrigen Expansionsmaschinen ist die grössere Gleichförmigkeit des Dampfdruckes. Dieselben sind in einfach- und doppeltwirkende zu unterscheiden; besondere Systeme sind das von Sims, Kley, dann von Riehn, welches bei den rotirenden Maschinen besprochen wird und sich mehr für den Betrieb von Hubpumpen eignet.

Einfachwirkende zweicylindrige Maschinen.

Dieses System wurde früherer Zeit von Hornblower zur Wasserhebung auf englischen Gruben angewendet, später durch die eincylindrigen Maschinen verdrängt und seit mehreren Jahren durch Kley unter Anwendung von Hochdruckdampf und in der vervollkommneten Art des neueren Maschinenbaues wieder in Aufnahme gebracht. Die bestehenden Maschinen sind theils von Kley selbst entworfen, theils mit wenig Abänderungen seiner Anordnung ausgeführt.

Princip. Zur Erläuterung des Ganges dient die Skizze Fig. 856. Die beiden gewöhnlich neben einander stehenden Cylinder C und c sind verschiedener Dimension, insbesondere von ungleicher Höhe, da ihre Kolbenstangen an denselben Arm eines zur Kupplung dienenden Balancier angeschlossen werden. Zur Dampfvertheilung sind fünf Ventile nothwendig: das Einlass-, Gleichgewichts- und Auslassventil $e\ g\ a$ des kleinen und das Gleichgewichts- und Auslassventil $G\ A$ des grossen Cylinders; für diesen fungirt a zugleich als Einlassventil. L ist das Dampfzu- und L_1 das -Abströmungsrohr, $R\ R_1$ sind die Gleichgewichtsrohre.

Der Dampf strömt beim Aufgange von den Kesseln durch L und das geöffnete Ventil e unter den kleinen Kolben, beim folgenden Niedergange durch g und R ober den Kolben; hierauf gelangt derselbe beim zweiten Hube zurück durch R, dann durch a unter den grossen Kolben und expandirt dabei, indem er zuerst den kleinen, zuletzt den grossen Cylinder erfüllt. Beim nächsten Niedergange strömt der Dampf durch G und R_1 über den grossen Kolben, um endlich beim dritten Aufgange durch A und L_1 in den Condensator zu entweichen. Der Dampf verbleibt also während zweier ganzer Hube in der Maschine.

Beim Aufgange arbeitet der Dampf unter dem kleinen Kolben mit Volldruck, eventuell auch mit Expansion; der überströmende Dampf expandirt unter dem grossen und ober dem kleinen Kolben, sein Druck wirkt also fördernd auf die Differenz der kleinen und der grossen Kolbenfläche; der Bewegung entgegen wirkt die Condensatorspannung ober dem grossen Kolben. Beim Niedergange tritt der Dampf aus den beiden unteren Cylinderräumen durch die Gleichgewichtsrohre in die oberen; es herrscht daher, abgesehen von der durch die Nebenhindernisse des Ueberströmens bewirkten geringen Differenz, ober und unter den Kolben gleiche Spannung, der Niedergang erfolgt nur durch das Eigengewicht des Gestänges.

Es wird später nachgewiesen, dass der auf das Gestänge ausgeübte Zug gleichförmiger ist, als bei einer eincylindrigen Maschine mit gleichem Expansionsgrade, und es sind daher kleinere Schwungmassen zur Ausgleichung der Bewegung erforderlich; ein kleinerer Anfangsdruck, daher geringere Anstrengung des Gestänges, ergibt sich nur bei Anwendung vertheilter Expansion (Vorexpansion im kleinen Cylinder), d. h. wenn man den Dampf schon im kleinen Cylinder mit Expansion arbeiten lässt. Das lange Verweilen des Dampfes in der Maschine hat bedeutende Spannungsverluste zur Folge, zu welchen die schädlichen Räume beitragen; insbesondere muss bei Beginn des Niederganges der Dampf des kleinen Cylinders das Gleichgewichtsrohr und den Raum ober dem grossen Kolben füllen, wodurch seine Spannung merklich sinkt.

Dies wird indessen vermieden, wenn man das Auslassventil des kleinen Cylinders schon vor Ende des Aufganges schliessen lässt, so dass der Dampf im Gleichgewichtsrohr comprimirt wird; die zur Compression aufgewendete Arbeit wird bei der später folgenden Expansion im grossen Cylinder wieder zurückgegeben, während im andern Falle die Arbeit, welche der Dampf bei der Expansion in die schädlichen Räume abgibt, verloren geht.

Es ergeben diese Maschinen sehr günstige Resultate in Bezug auf den Kohlenverbrauch, was neben der stärkeren Expansion besonders dem

Umstande zugeschrieben wird, dass der kleine Cylinder nie mit dem Condensator in Verbindung kommt und daher stets eine höhere Temperatur behält.

Berechnung der Maschine. Es seien

o die Fläche des kleinen Kolbens,

O „ „ „ grossen „

s_2 der Hub des kleinen Kolbens,

s_c „ „ „ grossen „

s_1 der Hub des kleinen Kolbens bis zur Absperrung,

ε_1 der Expansionsgrad im kleinen Cylinder,

ε der totale Expansionsgrad,

p Atm. die Admissionsspannung,

p' Atm. die Condensatorspannung.

Man hat nun

$$(1) \quad \ldots\ldots\ldots \quad s_1 = \frac{s_2}{\varepsilon_1},$$

und da der Dampf bei Beginn der Expansion das Volum $o\,s_1$ einnimmt, zu Ende das Volum $O\,s_c$ des grossen Cylinders erfüllt,

$$\varepsilon = \frac{O\,s_c}{o\,s_1},$$

$$(2) \quad \ldots\ldots\ldots \quad o\,s_1 = \frac{o\,s_2}{\varepsilon_1} = \frac{O\,s_c}{\varepsilon}.$$

Hiernach wird das Verhältniss der Cylindervolume

$$\frac{O\,s_c}{o\,s_2} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1}$$

oder gleich dem der Expansionsgrade.

Ein Dampfvolum V von der Spannung p verrichtet während der Einströmung und Expansion die Arbeit

$$10000\,p\,V\,(1 + log\,\varepsilon).$$

Bei der betrachteten Maschine strömt der Dampf unter dem kleinen Kolben ein, und gleichzeitig expandirt der beim vorigen Hub eingetretene Dampf. Es wird daher dieselbe Arbeit entwickelt, als ob ein Dampfvolum $o\,s_1$ zuerst einströmen und dann bei demselben Hub auf den εfachen Raum expandiren würde; die entwickelte Arbeit ist mithin

$$10000\,p\,o\,s_1\,(1 + log\,\varepsilon).$$

Wegen (2) ist diese Arbeit auch gleich

$$10000\;O\,s_c\,\frac{p}{\varepsilon}\,(1 + log\,\varepsilon) = 10000\;O\,s_c\,f\,p,$$

worin

$$f = \frac{1 + log\, \varepsilon}{\varepsilon}$$

ist. Die Condensatorspannung ober dem grossen Kolben absorbirt die Leistung

$$10000\ O\, s_c\, p',$$

es ist daher die Leistung des Dampfes pr. Kolbenhub gleich

$$10000\ O s_c\ (f p - p').$$

Dieser Ausdruck stimmt mit dem auf S. 302 für eine eincylindrige Maschine mit der Kolbenfläche O entwickelten überein, es ergibt sich mithin zur Berechnung der grossen Kolbenfläche derselbe Ausdruck, wie für die Kolbenfläche einer eincylindrigen Maschine:

$$(3) \quad . \ . \ . \ . \ . \quad O = 0{\cdot}1 \frac{s}{s_c} \frac{\lambda\,(\Sigma A H + A_h H_h)}{f p - p'};$$

der Werth f ist dabei aus der Tabelle S. 326 zu entnehmen.

Der Coëfficient λ wird von Kley gleich 1·82, dabei jedoch die Kesselspannung nur gleich $^5/_4$ der Cylinderspannung genommen. Bei Versuchen ergab sich $\lambda = 1{\cdot}35$. Bei der (doppeltwirkenden) Maschine in Kladno wurde $\lambda = 1{\cdot}32$ und $p = 4{\cdot}5$ Atmosphären, die Kesselspannung gleich 6 Atmosphären genommen. Man kann daher für λ dieselben Werthe wie für eincylindrige Maschinen beibehalten. Ebenso sind Dampfspannung und Hub wie dort zu wählen.

Der totale Expansionsgrad ε ist bei ausgeführten Maschinen gleich 4 bis 8.

Bei der Anordnung mit Balancier wird dieser auch ungleicharmig, daher s_c grösser als s gemacht.

Der Speisewasserverbrauch S ist, wie bei rotirenden Maschinen, merklich kleiner als bei einem einzigen Cylinder. In Ermangelung genügender Anhaltspunkte kann man den Dampfverlust gleich $^3/_4$ des für die eincylindrige Maschine angenommenen, also in Formel (13), S. 308, den Coëfficienten 0·1 statt 0·13 einsetzen. Ferner ist in dieser Formel o_* statt O zu setzen und wird mithin

$$S = \frac{v_a\, v_n\, o\, s_1\, \sigma + 0{\cdot}1\, s\,(0{\cdot}4\, v_a + v_n)\, D \sqrt{f p - p'}}{s\,(v_a + v_n)}.$$

Der Condensationswasserverbrauch ist wie für die eincylindrige Maschine mindestens gleich

$$J = 22\ S.$$

Dividirt man die vom wirksamen Dampf beim Aufgange entwickelte Arbeit 10000 $O s_c f p$ durch den Hub s_c, so ergibt sich der auf die Axe des grossen Kolbens reducirte mittlere Druck, zugleich mittlere Gesammtwiderstand gleich

$$10000\ O f p$$

wie bei einer eincylindrigen Maschine.

Es ist anzunehmen, dass sich auch das Verhältniss der Maximalgeschwindigkeit V zur mittleren Aufgangsgeschwindigkeit nahe ebenso gestalte, wie bei Maschinen mit nur einem Cylinder. Nach Versuchen von Kley betrug das Verhältniss der aus den Massen berechneten Maximalgeschwindigkeit zur beobachteten mittleren Geschwindigkeit bei 5- bis 6facher Expansion circa 1·6, was mit den Angaben auf S. 315 ziemlich stimmt. Bei der Annahme der Geschwindigkeiten kann man sich daher an die früher gegebenen Regeln halten.

Dimensionen des kleinen Cylinders. Aus (2) ergibt sich

$$(4) \quad \ldots\ldots\ldots \quad o = \frac{s_c}{s_2} \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon} O.$$

Um hiernach die kleine Kolbenfläche o zu ermitteln, müssen ε_1 und s_2 gewählt werden. Von ersterer Grösse ist später die Rede; der Hub s_2 des kleinen Kolbens wird gewöhnlich halb so gross als der des grossen, also

$$s_2 = 0·5\ s_c$$

genommen.

Bei bedeutendem Durchmesser der neben einander stehenden Cylinder ergibt sich der Anstand, dass der Balancier eine zu grosse Länge erhält, dass seine Armlänge grösser wird als der übliche Werth 1·5 s_c. Steigert man den Hub s_2, so wird nach (4) der Durchmesser des kleinen Cylinders, daher der erforderliche Abstand beider Cylinderaxen geringer, anderseits die nothwendige Entfernung des kleinen Cylinders von der Balancieraxe grösser; der erstere Umstand wirkt auf Verminderung, der letztere auf Vergrösserung der Balancierlänge, und diese wird für einen bestimmten Werth von s_2 am kleinsten. Bei den anwendbaren Werthen von s_2 wächst jedoch die Balancierlänge mit dieser Grösse, und es wäre daher der Hub des kleinen Cylinders zu vermindern. Dadurch wird aber dessen Durchmesser und der Druck auf die Kolbenstange grösser. Man kann ferner durch Verminderung von ε_1 abhelfen, wobei nach (4) o kleiner wird, oder ausgiebiger durch Anwendung eines ungleicharmigen Balancier; bei gegebener Gesammtlänge des letzteren wird dann nach (3) O kleiner, daher nach (4) bei gegebenem Verhältnisse von s_c zu s_2 auch o kleiner, endlich fallen die Cylinderaxen weiter von einander.

Ist kein Gegengewicht erforderlich, so lässt sich ein einarmiger oder Evans'scher Balancier zur Kupplung der Cylinder verwenden, wobei sich alles günstiger gestaltet, weil dessen ganze Länge als Armlänge fungirt.

Bei der Anordnung mit ober einander stehenden Cylindern sind beliebige Durchmesser der letzteren ausführbar.

Umgekehrt kann man bei geringen Cylinderdurchmessern ohne Anstand s_2 grösser als 0·5 s_c nehmen, wodurch die Fläche o kleiner, der Dampfverlust geringer wird. Die Cylinder fallen dann näher zusammen und ihre Fundirung wird einfacher.

Maximalspannung der Kolbenstange, Gestänge-Dimensionen. Der grösste Druck ist zu Anfang des Kolbenaufganges vorhanden und setzt sich aus dem wirksamen Drucke auf den grossen und den kleinen Kolben zusammen. Der überströmende Dampf besitzt zu Anfang des Hubes die Spannung $\frac{p}{\varepsilon_1}$, welche von unten auf den grossen Kolben wirkt; ober diesem herrscht die Condensatorspannung p', es ist mithin der an den grossen Kolben übertragene Druck gleich

$$10000\, O\left(\frac{p}{\varepsilon_1} - p'\right).$$

Auf den kleinen Kolben wirkt unten die Spannung p, oben $\frac{p}{\varepsilon_1}$; es ist also der auf den grossen Kolben reducirte Druck gleich

$$10000\, o\left(p - \frac{p}{\varepsilon_1}\right)\frac{s_2}{s_c}$$

oder wegen (2) gleich

$$10000\, O\,\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}\left(p - \frac{p}{\varepsilon_1}\right) = 10000\, O\left(p\,\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon} - \frac{p}{\varepsilon}\right),$$

mithin wird der auf den grossen Kolben reducirte Gesammtdruck

$$(5) \quad . \quad . \quad . \quad Q = 10000\, O\left[p\left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{\varepsilon_1 - 1}{\varepsilon}\right) - p'\right].$$

Würde der Dampf im kleinen Cylinder gar nicht expandiren, so wäre $\varepsilon_1 = 1$ und

$$Q = 10000\, O\,(p - p'),$$

und da O so gross ist als bei einer eincylindrigen Maschine, erhält auch Q denselben Werth wie dort; dies ergibt sich schon daraus, dass für $\varepsilon_1 = 1$ der Druck ober und unter dem kleinen Kolben zu Anfang des Aufganges gleich gross ist, daher nur der Druck auf den grossen Kolben

an das Gestänge übergeht. Der Vortheil des geringeren Anfangsdruckes stellt sich daher nur bei vertheilter Expansion heraus.

Der mittlere wirksame Dampfdruck ist nun nach dem Früheren

$$Q_m = 10000\ O\ (fp - p'),$$

und nach S. 321 das Verhältniss zwischen dem anfänglichen und dem mittleren Zug im Gestänge gleich

$$\frac{Q + 2\ G_1}{Q_m + 2\ G_1},$$

bei Berechnung des Gestänges sind daher die sonst üblichen Werthe von $\mathfrak{A}$ mit dem reciproken Werthe dieses Verhältnisses multiplicirt anzuwenden.

Schwungmasse zur Regulirung des Ganges. Es seien P das Gewicht der auf die Axe des Gestänges reducirten Massen aller bewegten Theile, V der gegebene, nicht zu überschreitende Maximalwerth der Aufgangsgeschwindigkeit, $\mathfrak{D}_1$ die Differenz der bis zum Eintritt dieser Geschwindigkeit vom Dampfe producirten und von den Widerständen consumirten Arbeit, so hat man

$$\frac{P V^2}{2 g} = \mathfrak{D}_1,$$

und hieraus folgt

$$(6) \quad \ldots\ldots\ldots \quad P = \frac{2 g\ \mathfrak{D}_1}{V^2}.$$

Um hiernach P zu ermitteln, muss $\mathfrak{D}_1$ berechnet werden. Es kann nun die Maximalgeschwindigkeit vor oder nach Beginn der Expansion im kleinen Cylinder eintreten, welche beiden Fälle eine abgesonderte Untersuchung erfordern..

1) Eintritt der Maximalgeschwindigkeit vor Beginn der Expansion im kleinen Cylinder. Seien x der Weg des grossen und daher $x \frac{s_2}{s_c}$ der des kleinen Kolbens, nach welchem die Differenz der producirten und consumirten Wirkungen einen beliebigen Werth $\mathfrak{D}$ annimmt, und bezeichnet man der Kürze wegen den Druck von 1 Atmosphäre auf den Quadratmeter mit $\mathfrak{A}$, so ist die vom Admissionsdampf im kleinen Cylinder auf dem Wege x hervorgebrachte Wirkung gleich

$$\mathfrak{A} p\ o\ x \frac{s_2}{s_c}$$

oder mit Rücksicht auf den aus (2) folgenden Werth von $o\, s_2$ gleich

(7) $\mathfrak{A}\, O\, s_c \frac{p}{\varepsilon} . \varepsilon_1 \frac{x}{s_c}$.

Nebstdem producirt der zwischen den beiden Kolben befindliche, überströmende Dampf eine gewisse Arbeitsgrösse. Dieser Dampf besitzt zu Anfang des Aufganges das Volum $o\, s_2$, nach dem Kolbenlauf x, beziehungsweise $x \frac{s_2}{s_c}$ das Volum

$$O x + o \left(s_2 - x \frac{s_2}{s_c}\right),$$

daher ist sein Expansionsgrad, welcher mit φ bezeichnet werden soll,

$$\varphi = \frac{O x}{o\, s_2} + 1 - \frac{x}{s_c};$$

nach (2) ist aber

$$\frac{O}{o\, s_2} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1\, s_c},$$

daher wird

$$\varphi = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} \frac{x}{s_c} + 1 - \frac{x}{s_c},$$

(8) $\varphi = \frac{x}{s_c} \frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} + 1.$

Der Coëfficient φ bezieht sich also auf die Expansion des Dampfes von der Spannung $\frac{p}{\varepsilon_1}$, nicht von p an; derselbe dient übrigens nur als Hilfsgrösse.

Da der überströmende Dampf die Anfangsspannung $\frac{p}{\varepsilon_1}$ und das Anfangsvolum

$$o\, s_2 = O\, s_c \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}$$

besitzt, producirt derselbe die Arbeit

(9) $\mathfrak{A} \frac{p}{\varepsilon_1} O s_c \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon} \log \varphi = \mathfrak{A}\, O\, s_c \frac{p}{\varepsilon} \log \varphi.$

Der Widerstand darf als constant angesehen und dem Mittelwerth gleich gesetzt werden; dieser ist, auf den grossen Kolben reducirt, nach S. 475 gleich $\mathfrak{A}\, O f p$, daher ergibt sich die auf dem Wege x consumirte Wirkung gleich

$$\mathfrak{A}\, O f p x = \mathfrak{A}\, O\, s_c \frac{p}{\varepsilon} \varepsilon f \frac{x}{s_c}.$$

Addirt man die Werthe (7) und (9) und zieht davon den obigen Werth ab, so ergibt sich

$$(10) \quad . \quad . \quad . \quad \mathfrak{D} = \mathfrak{A}\, O\, s_c\, \frac{p}{\varepsilon} \left(\varepsilon_1 \frac{x}{s_c} + log\, \varphi - \varepsilon f \frac{x}{s_c}\right),$$

oder da nach (8)

$$(11) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \frac{x}{s_c} = \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon - \varepsilon_1} (\varphi - 1) \text{ ist,}$$

$$(12) \quad . \quad . \quad \mathfrak{D} = \mathfrak{A}\, O\, s_c\, \frac{p}{\varepsilon} \left[log\, \varphi - \frac{(\varepsilon f - \varepsilon_1)\, \varepsilon_1}{\varepsilon - \varepsilon_1} (\varphi - 1)\right].$$

Es tritt nun die Maximalgeschwindigkeit dann ein und erreicht zugleich $\mathfrak{D}$ den Werth $\mathfrak{D}_1$, wenn Druck und Widerstand gleich sind. Die Spannung des überströmenden Dampfes ist $\frac{p}{\varepsilon_1\, \varphi}$, daher der Druck auf den grossen Kolben

$$\frac{\mathfrak{A}\, O\, p}{\varepsilon_1\, \varphi};$$

die Condensatorspannung ober dem Kolben erfordert keine Berücksichtigung, weil dieselbe in dem Gesammtwiderstande einbegriffen ist. Die Dampfspannung unter dem kleinen Kolben ist p, und nach Abzug der Spannung ober demselben ergibt sich der Ueberdruck gleich

$$\mathfrak{A}\, o \left(p - \frac{p}{\varepsilon_1\, \varphi}\right),$$

und auf den grossen Kolben reducirt gleich

$$\mathfrak{A}\, o\, \frac{s_2}{s_c} \left(p - \frac{p}{\varepsilon_1\, \varphi}\right),$$

oder wegen (2) gleich

$$\mathfrak{A}\, O\, p\, \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_1\, \varphi}\right) = \mathfrak{A}\, O\, p \left(\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon} - \frac{1}{\varepsilon\, \varphi}\right),$$

mithin ist der gesammte, auf den grossen Kolben reducirte Druck

$$\mathfrak{A}\, O\, p \left(\frac{1}{\varepsilon_1\, \varphi} + \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon} - \frac{1}{\varepsilon\, \varphi}\right);$$

der Gesammtwiderstand aber ist

$$\mathfrak{A}\, O\, f\, p,$$

setzt man daher diese beiden Werthe gleich und bezeichnet den speciellen Werth, welchen φ dabei erhält, mit φ_1, so ergibt sich

$$\frac{1}{\varepsilon_1\, \varphi_1} + \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon} - \frac{1}{\varepsilon\, \varphi_1} = f,$$

$$\varphi_1\left(f-\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}\right)=\frac{1}{\varepsilon_1}-\frac{1}{\varepsilon}=\frac{\varepsilon-\varepsilon_1}{\varepsilon\,\varepsilon_1},$$

$$\frac{(\varepsilon f-\varepsilon_1)\,\varepsilon_1}{\varepsilon-\varepsilon_1}=\frac{1}{\varphi_1}.$$

Setzt man daher in (12) $\mathfrak{D}_1$ und φ_1 statt $\mathfrak{D}$ und φ und führt den obigen Werth ein, so erhält man

$$\mathfrak{D}_1=\mathfrak{A}\,O\,s_c\,\frac{p}{\varepsilon}\left(\log\varphi_1+\frac{1}{\varphi_1}-1\right).$$

Substituirt man endlich diesen Werth in (6) und setzt $\mathfrak{A}=10000$ ein, so folgt

(13) $$\left\{\begin{aligned}&P=\frac{20000\,g\,O\,s_c}{V^2}\,\frac{p}{\varepsilon}\left(\log nat\,\varphi_1+\frac{1}{\varphi_1}-1\right),\ \text{worin}\\&\varphi_1=\frac{\varepsilon-\varepsilon_1}{\varepsilon_1\,(\varepsilon f-\varepsilon_1)}\ \text{ist.}\end{aligned}\right.$$

Der Weg x_1 des grossen Kolbens, bei welchem die Maximalgeschwindigkeit V eintritt, ergibt sich aus (11)

(14) $$x_1=s_c\,(\varphi_1-1)\,\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon-\varepsilon_1}.$$

2) Eintritt der Maximalgeschwindigkeit nach Beginn der Expansion im kleinen Cylinder. Die Maximalgeschwindigkeit stellt sich erst nach Beginn der Expansion im kleinen Cylinder ein, wenn sich x_1 nach (14) grösser ergibt als der Weg des grossen Kolbens, bei welchem die Expansion im kleinen Cylinder anfängt. Dieser Weg ist aber

$$\frac{s_c}{s_2}\,s_1=\frac{s_c}{s_2}\,\frac{s_2}{\varepsilon_1}=\frac{s_c}{\varepsilon_1},$$

daher ist die Bedingung für den Eintritt dieses Falles die, dass

$$x_1>\frac{s_c}{\varepsilon_1},\ \frac{x_1}{s_c}>\frac{1}{\varepsilon_1}$$

oder wegen (14), dass

$$(\varphi_1-1)\,\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon-\varepsilon_1}>\frac{1}{\varepsilon_1}$$

und mit Rücksicht auf den Werth (13) von φ_1

$$\frac{1}{\varepsilon f-\varepsilon_1}-\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon-\varepsilon_1}>\frac{1}{\varepsilon_1},$$

(15) $$\frac{1}{\varepsilon f-\varepsilon_1}>\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon-\varepsilon_1}+\frac{1}{\varepsilon_1}\ \text{sei.}$$

Man hat alsdann nach dem Wege x des grossen oder $x \frac{s_2}{s_c}$ des kleinen Kolbens den Expansionsgrad im kleinen Cylinder gleich

$$x \frac{s_2}{s_c} \cdot \frac{1}{s_1} = x \frac{s_2}{s_c} \frac{\varepsilon_1}{s_2} = \varepsilon_1 \frac{x}{s_c},$$

und da p die Anfangsspannung unter dem kleinen Kolben ist, die an letzteren übertragene Volldruck- und Expansionswirkung gleich

$$\mathfrak{A} p o s_1 \left(1 + log\, \varepsilon_1 \frac{x}{s_c}\right)$$

oder wegen (2) gleich

$$(16) \quad \ldots \ldots \quad \mathfrak{A} O s_c \frac{p}{\varepsilon} \left(1 + log\, \varepsilon_1 \frac{x}{s_c}\right);$$

für die vom überströmenden Dampfe gelieferte Arbeit ergibt sich wie früher nach (9) der Ausdruck

$$\mathfrak{A} O s_c \frac{p}{\varepsilon} log\, \varphi,$$

worin φ den Werth (8) besitzt, und die consumirte Arbeit wird ebenfalls wie früher gleich

$$\mathfrak{A} O s_c \frac{p}{\varepsilon} \varepsilon f \frac{x}{s_c}.$$

Hiermit folgt die Differenz $\mathfrak{D}$

$$(17) \quad \ldots \quad \mathfrak{D} = \mathfrak{A} O s_c \frac{p}{\varepsilon} \left(log\, \varepsilon_1 \varphi \frac{x}{s_c} + 1 - \varepsilon f \frac{x}{s_c}\right).$$

Die Geschwindigkeit wird wieder am grössten, wenn der Dampfdruck gleich ist dem Widerstande, wobei $\mathfrak{D}$ den Werth $\mathfrak{D}_1$ erreicht. Der Dampfdruck auf den grossen Kolben ist wie früher

$$\frac{\mathfrak{A} O p}{\varepsilon_1 \varphi},$$

die Spannung unter dem kleinen Kolben gleich p getheilt durch den oben angegebenen Expansionsgrad $\varepsilon_1 \frac{x}{s_c}$, also gleich

$$\frac{s_c}{x} \frac{p}{\varepsilon_1},$$

und ober demselben

$$\frac{p}{\varepsilon_1 \varphi},$$

daher der auf den grossen Kolben reducirte Druck am kleinen Kolben

$$\frac{s_2}{s_c}\,\mathfrak{A}\,o\left(\frac{s_c}{x}\,\frac{p}{\varepsilon_1}-\frac{p}{\varepsilon_1\,\varphi}\right)=\mathfrak{A}\,\frac{o\,s_2}{\varepsilon_1\,s_c}\,p\left(\frac{s_c}{x}-\frac{1}{\varphi}\right)$$

oder wegen (2) gleich

$$\frac{\mathfrak{A}\,O\,p}{\varepsilon}\left(\frac{s_c}{x}-\frac{1}{\varphi}\right),$$

mithin endlich der Gesammtdruck

$$\mathfrak{A}\,O\,p\left(\frac{1}{\varepsilon_1\varphi}+\frac{s_c}{\varepsilon\,x}-\frac{1}{\varepsilon\,\varphi}\right);$$

setzt man denselben gleich dem mittleren $\mathfrak{A}\,O\,f\,p$, und bezeichnet die Werthe, welche φ und x dabei erhalten, mit φ_1 und x_1, so ergibt sich

$$(18)\quad \ldots\ldots\quad \frac{1}{\varepsilon_1\,\varphi_1}+\frac{s_c}{\varepsilon\,x_1}-\frac{1}{\varepsilon\,\varphi_1}=f.$$

Nebstdem hat man für φ_1 und x_1 die aus (11) folgende Beziehung

$$(19)\quad \ldots\ldots\quad \frac{x_1}{s_c}=\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon-\varepsilon_1}\,(\varphi_1-1),$$

so dass die Werthe x_1 und φ_1 bestimmt sind, und in (17) statt φ und x eingesetzt, die Grösse $\mathfrak{D}_1$ ergeben, welche der Maximalgeschwindigkeit entspricht. Um einen einfacheren Ausdruck zu erhalten, soll aus dem Werthe von $\mathfrak{D}_1$ nur x_1 eliminirt und φ_1 abgesondert bestimmt werden. Aus (18) folgt

$$\varphi_1\left(f-\frac{s_c}{\varepsilon\,x_1}\right)=\frac{1}{\varepsilon_1}-\frac{1}{\varepsilon}$$

$$\varphi_1\left(\varepsilon f-\frac{s_c}{x_1}\right)=\frac{\varepsilon-\varepsilon_1}{\varepsilon_1};$$

multiplicirt man diese Gleichung mit (19), so ergibt sich

$$\varphi_1\left(\varepsilon f\,\frac{x_1}{s_c}-1\right)=\varphi_1-1,$$

$$(20)\quad \ldots\ldots\quad \varphi_1\,\frac{x_1}{s_c}=\frac{2\,\varphi_1-1}{\varepsilon f},$$

und hieraus folgt weiter

$$\varepsilon f\,\frac{x_1}{s_c}=\frac{2\,\varphi_1-1}{\varphi_1}=2-\frac{1}{\varphi_1},$$

$$(21)\quad \ldots\ldots\quad 1-\varepsilon f\,\frac{x_1}{s_c}=\frac{1}{\varphi_1}-1.$$

Setzt man daher in (17) $\mathfrak{D}_1$, φ_1 und x_1 statt $\mathfrak{D}$, φ und x, und führt die Werthe (20) und (21) ein, so wird

$$(22) \quad \dots \quad \mathfrak{D}_1 = \mathfrak{A}\, O\, s_c\, \frac{p}{\varepsilon} \left[log\, \frac{\varepsilon_1 (2\varphi_1 - 1)}{\varepsilon f} + \frac{1}{\varphi_1} - 1 \right],$$

und somit folgt nach (6) wegen $\mathfrak{A} = 10000$ die erforderliche Schwungmasse

$$(23) \quad \dots \quad P = \frac{20000\, g\, O\, s_c}{V^2}\, \frac{p}{\varepsilon} \left[log\ nat\, \frac{\varepsilon_1 (2\varphi_1 - 1)}{\varepsilon f} + \frac{1}{\varphi_1} - 1 \right].$$

Um den Werth von φ_1 zu bestimmen, hat man nun aus (18)

$$\frac{s_c}{x_1} = \varepsilon f - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1 \varphi_1} + \frac{1}{\varphi_1} = \varepsilon f - \frac{1}{\varphi_1}\, \frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{\varepsilon_1};$$

multiplicirt man diese Gleichung mit (19), so ergibt sich

$$1 = \frac{\varepsilon \varepsilon_1 f}{\varepsilon - \varepsilon_1} (\varphi_1 - 1) - \frac{\varphi_1 - 1}{\varphi_1} = \frac{\varphi_1 - 1}{A} - \frac{\varphi_1 - 1}{\varphi_1},$$

worin der Kürze wegen

$$A = \frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{\varepsilon \varepsilon_1 f}$$

gesetzt ist. Es wird nun weiter

$$A \varphi_1 = \varphi_1{}^2 - \varphi_1 - A \varphi_1 + A,$$

$$\varphi_1{}^2 - \varphi_1 (2A + 1) + A = 0,$$

$$\varphi_1 = A + \frac{1}{2} + \sqrt{\left(A + \frac{1}{2}\right)^2 - A},$$

$$\varphi_1 = A + \frac{1}{2} + \sqrt{A^2 + \frac{1}{4}}.$$

Der zweite Werth von φ_1, welchem das Zeichen — vor der Wurzelgrösse entspricht, ist unbrauchbar, denn es ist

$$\frac{1}{2} + A < \frac{1}{2} + \sqrt{A^2 + \frac{1}{4}},$$

$$A + \frac{1}{2} - \sqrt{A^2 + \frac{1}{4}} < \frac{1}{2};$$

das Zeichen — führt daher auf einen Werth von φ_1, welcher kleiner als $\frac{1}{2}$ ist, während φ_1 als Expansionsgrad des überströmenden Dampfes grösser als 1 sein muss.

Führt man in dem Ausdrucke für φ_1 wieder den Werth von A ein, so ergibt sich

$$(24) \quad . \quad . \quad . \quad \varphi_1 = \frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{\varepsilon \varepsilon_1 f} + \frac{1}{2} + \sqrt{\left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{\varepsilon \varepsilon_1 f}\right)^2 + \frac{1}{4}}.$$

Will man noch den Weg x_1 des grossen Kolbens ermitteln, nach welchem die Maximalgeschwindigkeit eintritt, so erhält man zu diesem Zwecke aus (19)

$$(25) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad x_1 = \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon - \varepsilon_1} (\varphi_1 - 1) s_c.$$

Expansionsgrad im kleinen Cylinder. Die Ausdrücke (5), (13) und (23) zeigen, dass der anfängliche Dampfdruck Q und anderseits das Gewicht P der Schwungmassen von dem Expansionsgrad ε_1 im kleinen Cylinder abhängig sind, und es lässt sich ε_1 derart ermitteln, dass entweder Q oder P am kleinsten ausfallen.

1) Nach (5) wird der Anfangsdruck Q ein Minimum, wenn

$$\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}$$

den geringsten Werth besitzt. Setzt man den ersten Differentialquotienten dieses Ausdruckes nach ε_1 gleich Null, so erhält man

$$-\frac{1}{\varepsilon_1^2} + \frac{1}{\varepsilon} = 0,$$

$$(26) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \varepsilon_1 = \sqrt{\varepsilon};$$

wegen (2) wird dabei das Verhältniss des grossen Cylindervolums zum kleinen

$$\frac{O s_c}{o s_2} = \frac{\varepsilon}{\sqrt{\varepsilon}} = \sqrt{\varepsilon} = \varepsilon_1.$$

2) Das Gewicht P der Schwungmassen ist nach (13) dem Werthe

$$log\ nat\ \varphi_1 + \frac{1}{\varphi_1} - 1$$

proportional. Der erste Differentialquotient dieser Grösse nach φ_1 ist

$$\frac{1}{\varphi_1} - \frac{1}{\varphi_1^2};$$

setzt man denselben gleich Null, so ergibt sich $\varphi_1 = 1$, welcher Werth unbrauchbar ist, da φ_1 als Expansionsgrad des überströmenden Dampfes, bei welchem die Maximalgeschwindigkeit eintritt, grösser als 1 sein muss. Hieraus folgt aber, dass

$$\varphi_1^2 > \varphi_1,$$

$$\frac{1}{q_1} > \frac{1}{q_1^2}$$

sei, es ist daher der obige Differentialquotient positiv; mithin wächst P mit q_1 und wird am kleinsten, wenn q_1 am kleinsten ist. Um den Werth von ε_1 zu finden, welcher q_1 zum Minimum macht, hat man wegen (13)

$$\frac{d q_1}{d \varepsilon_1} = \frac{-\varepsilon_1 (\varepsilon f - \varepsilon_1) - (\varepsilon - \varepsilon_1)(\varepsilon f - 2\varepsilon_1)}{\varepsilon_1^2 (\varepsilon f - \varepsilon_1)^2} = 0,$$

$$-\varepsilon_1 (\varepsilon f - \varepsilon_1) - (\varepsilon - \varepsilon_1)(\varepsilon f - \varepsilon_1) + (\varepsilon - \varepsilon_1)\varepsilon_1 = 0,$$

(27) $\varepsilon_1 (\varepsilon - \varepsilon_1) = \varepsilon (\varepsilon f - \varepsilon_1)$

$$\varepsilon_1^2 - 2\varepsilon\varepsilon_1 + \varepsilon^2 f = 0$$

$$\varepsilon_1 = \varepsilon - \sqrt{\varepsilon^2 - \varepsilon^2 f},$$

worin das Zeichen — gesetzt ist, da sich sonst ε_1 grösser als ε ergeben würde. Der Expansionsgrad im kleinen Cylinder, welcher q_1 und mithin P zum Minimum macht, ist daher

(28) $\varepsilon_1 = \varepsilon (1 - \sqrt{1 - f})$.

Aus (27) folgt noch

$$\frac{1}{\varepsilon f - \varepsilon_1} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1 (\varepsilon - \varepsilon_1)} = \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon - \varepsilon_1},$$

es ist daher

$$\frac{1}{\varepsilon f - \varepsilon_1} < \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon - \varepsilon_1},$$

die Bedingung (15) nicht erfüllt, und es tritt für den Werth (28) von ε_1 die Maximalgeschwindigkeit stets vor Beginn der Expansion im kleinen Cylinder ein.

Es gibt daher stets einen Werth von ε_1, für welchen P am kleinsten wird und zugleich die Maximalgeschwindigkeit früher als die Expansion im kleinen Cylinder eintritt, und dieser Werth ist durch (28) gegeben. Für den Fall aber, wo die Maximalgeschwindigkeit sich nach Beginn der Expansion einstellt, findet man aus (23), dass P mit den Werthen von ε_1, welche der Bedingung (15) genügen, zunimmt; die kleinste Schwungmasse ergibt sich daher für den geringsten Werth von ε_1, welcher der genannten Bedingung entspricht und zugleich der grösste des vorigen Falles ist, daher auf einen höheren Betrag von P führt, als der Werth (28). Dieser letztere ergibt daher stets die kleinste Schwungmasse.

Vergleich mit eincylindrigen Maschinen, vortheilhaftester Ex-

pansionsgrad im kleinen Cylinder. Für eincylindrige Maschinen wurde auf S. 316 aus der Formel (30) ein Ausdruck von der Form

$$P = C\beta$$

abgeleitet, worin β ein nur vom Expansionsgrad abhängiger Factor ist und C die sonstigen für den Werth von P maassgebenden Grössen enthält.

Ganz ebenso kann man die obigen Ausdrücke (13) und (23) für das Gewicht P der Schwungmassen bei zweicylindrigen Maschinen als Product zweier Factoren C und β darstellen, von welchen der eine C den gleichen Werth erhält, wie bei eincylindrigen Maschinen, da O für beide Fälle denselben, durch Formel (1) auf S. 303 gegebenen Ausdruck besitzt; der zweite Factor β aber wird gleich der in (13) und (23) eingeklammerten Grösse, getheilt durch εf. Es ist also allgemein für ein- und zweicylindrige Maschinen

$$P = C\beta,$$

die nothwendige Schwungmasse dem Factor β proportional.

Der Werth β aber wird

1) für eincylindrige Maschinen

$$\beta = \frac{1}{\varepsilon f} \log \frac{1}{f},$$

2) für zweicylindrige Maschinen

a) wenn nach (15)

$$\frac{1}{\varepsilon f - \varepsilon_1} > \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon - \varepsilon_1}$$

ist, nach (23)

$$\beta = \frac{1}{\varepsilon f} \left[\log \frac{\varepsilon_1 (2\varphi_1 - 1)}{\varepsilon f} + \frac{1}{\varphi_1} - 1 \right],$$

wobei φ_1 durch (24) gegeben ist,

b) im entgegengesetzten Falle nach (13)

$$\beta = \frac{1}{\varepsilon f} \left(\log \varphi_1 + \frac{1}{\varphi_1} - 1 \right),$$

wobei φ_1 aus (13) zu entnehmen ist.

Ferner ist der anfängliche Druck bei Maschinen mit einem Cylinder

$$Q = 10000\, O\, (p - p'),$$

bei solchen mit zwei Cylindern, auf die Axe des grossen Cylinders reducirt, durch (5) gegeben. Da wieder O in beiden Fällen gleich gross ist und, indem man p' vernachlässigt, sich als constante Grösse, getheilt durch f, ausdrücken lässt, hat man allgemein

$$Q = C_1 \beta_1,$$

worin C_1 von den Expansionsgraden unabhängig ist; der Werth β_1 wird für eincylindrige Maschinen

$$\beta_1 = \frac{1}{f},$$

für zweicylindrige

$$\beta_1 = \frac{1}{f}\left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{\varepsilon_1 - 1}{\varepsilon}\right).$$

Folgende Tabelle enthält die Werthe, welche die Factoren β und β_1 für verschiedene Expansionsgrade ε annehmen, und zwar sowohl bei Maschinen mit einem Cylinder (die betreffenden Werthe von β sind bereits auf S. 316 angegeben), als für solche mit zwei Cylindern, im letzteren Falle für die zwei Werthe von ε_1, deren einer (26) auf den kleinsten Anfangsdruck, der andere (28) auf die kleinsten Schwungmassen führt. Die Berechnung der Werthe β, welche für zweicylindrige Maschinen der Annahme (26) entsprechen, wurde nach (23) durchgeführt, weil dabei durchgehends die Bedingung (15) erfüllt ist.

Coëfficienten β_1 für den Druck.

Expansions-grad ε	Maschinen mit 1 Cylinder β_1	Maschinen mit 2 Cylindern. Bei kleinstem Drucke ε_1	Maschinen mit 2 Cylindern. Bei kleinstem Drucke β_1	Maschinen mit 2 Cylindern. Bei kleinst. Schwungmasse ε_1	Maschinen mit 2 Cylindern. Bei kleinst. Schwungmasse β_1
4	1·7	2	1·3	1·46	1·3
5	1·9	2·24	1·3	1·54	1·4
6	2·1	2·45	1·4	1·61	1·5
7	2·4	2·65	1·5	1·67	1·6
8	2·6	2·83	1·5	1·73	1·7

Coëfficienten β für die Schwungmasse.

Expansionsgrad ε	Maschinen mit 1 Cylinder β	Maschinen mit 2 Cylindern.			
		Bei kleinstem Drucke		Bei kleinst. Schwungmasse	
		ε_1	β	ε_1	β
4	0·22	2	0·09	1·46	0·07
5	0·25	2·24	0·11	1·54	0·08
6	0·27	2·45	0·13	1·61	0 10
7	0·29	2·65	0·14	1·67	0·11
8	0·31	2·83	0·15	1·73	0·12

Ist z. B. $\varepsilon = 6$ und will man dabei den kleisten Anfangsdruck erhalten, so ist $\varepsilon_1 = 2{\cdot}45$ zu nehmen, und es wird dabei nach der ersten Tabelle der Coëfficient β_1 für den Druck gleich 1·4, nach der zweiten der Coëfficient β für die Schwungmasse gleich 0·13. Soll dagegen die Schwungmasse am kleinsten ausfallen, so ist $\varepsilon_1 = 1{\cdot}61$ zu nehmen, und es wird dabei nach der zweiten Tabelle der Coëfficient β für die Schwungmasse gleich 0·10, nach der ersten der Coëfficient β_1 für den Druck gleich 1·5.

Im Allgemeinen erscheinen die kleineren Werthe von ε_1 als die passenderen, weil dieselben für den kleinen Cylinder einen verminderten Durchmesser ergeben und auf die geringere Schwungmasse führen, ohne dass dabei der Anfangsdruck hoch gesteigert wird. So wäre im obigen Falle für $\varepsilon_1 = 1{\cdot}61$ die kleinste Schwungmasse erforderlich, und ist dabei der Coëfficient für den Druck gleich 1·5 nicht viel grösser als dessen Minimalwerth 1·4. Es lassen sich also beide Vortheile gleichzeitig ziemlich vollständig erreichen.

Es ist mithin angemessen, für $\varepsilon = 4$ bis 8 den Expansionsgrad im kleinen Cylinder $\varepsilon_1 = 1{\cdot}5$ bis 2 zu setzen.

Die Tabellen zeigen deutlich den erheblichen Vortheil der zweicylindrigen Maschinen; bei den günstigsten Werthen von ε_1 ist der Anfangsdruck nur $\frac{3}{5}$ bis $\frac{2}{3}$ mal, die Schwungmasse $\frac{1}{3}$ bis $\frac{2}{5}$ mal so gross als bei Maschinen mit 1 Cylinder.

Gang der Berechnung. Die Bezeichnungen für die bei der Berechnung vorkommenden Grössen sind auf S. 473, die dort nicht vorkommenden auf S. 322 angegeben. Man wählt nach der oben gegebenen

Andeutung den Werth ε_1 und geht bei der Berechnung nach S. 473 vor, ermittelt die Kolbenflächen O und o, den Speise- und Condensationswasserverbrauch S und J.

Um hierauf die Schwungmasse P zu erhalten, wählt man V nach Seite 324 2), und untersucht, ob die Bedingung (15) erfüllt sei; ist dies der Fall, so berechnet man zuerst φ_1, dann P nach (24) und (23), und wenn man will, nach (25) auch den Weg x_1 des grossen Kolbens, nach welchem die Maximalgeschwindigkeit eintritt. Ist die Bedingung (15) nicht erfüllt, so ergeben sich φ_1, P und x_1 nach (13) und (14).

Ist P berechnet, so geht man weiters ganz nach S. 324 2) vor, indem man zuerst die Näherungswerthe von G, G_1 und G_2 bestimmt, und dann zur genauen Berechnung, sowie zur Ermittlung der Gestängedimensionen schreitet. Bei letzterer bringt man die S. 142 angegebenen Werthe von $\mathfrak{A}$ mit

$$\frac{Q_m + 2\ G_1}{Q + 2\ G_1}$$

multiplicirt in Anwendung, wobei

$$Q_m = 10000\ Ofp,$$

$$Q = 10000\ Op\left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{\varepsilon_1 - 1}{\varepsilon}\right)$$

zu setzen ist.

Luftpumpe u. s. w. sind ganz nach Seite 411 zu berechnen.

Beispiel. Für den in dem Beispiele 2) S. 328 angenommenen Fall soll eine zweicylindrige Maschine mit $\varepsilon = 5$facher Expansion berechnet werden. Man erhält dann die wirksame Fläche des grossen Kolbens wie dort

$$O = 5{\cdot}611 \text{ Quadratmeter},$$

den Durchmesser gleich $2{\cdot}7^{\text{m}}$; nimmt man den Expansionsgrad im kleinen Cylinder gleich dem Werthe, welcher nach der obigen Tabelle auf die kleinste Schwungmasse führt, also

$$\varepsilon_1 = 1{\cdot}54,$$

und den Hub des kleinen Kolbens

$$s_2 = 0{\cdot}5\ s_c = 1{\cdot}5^{\text{m}},$$

so ergibt sich aus (4)

$$o = 2 \,.\, \frac{1{\cdot}54}{5} \,.\, 5{\cdot}611 = 4{\cdot}4 \text{ Quadratmeter}$$

und der Durchmesser des kleinen Kolbens gleich $2{\cdot}1^{\text{m}}$.

Für neben einander stehende Cylinder wird dabei die Länge eines Balancier oder Contrabalancier schon etwas zu gross; denn die Summe der halben Cylinderdurchmesser ist $1{\cdot}35 + 1{\cdot}05 = 2{\cdot}4^{\text{m}}$, hierzu wegen der Wandstärken, Flantschen u. s. w. 25 Cm. gerechnet, wird der Abstand der Cylinderaxen $2{\cdot}65^{\text{m}}$ und die Länge des Balancierarmes, da $s_c = 2\,s_2$ ist, gleich $2 \,.\, 2{\cdot}65 = 5{\cdot}3$, mithin grösser als die übliche Länge von $1{\cdot}5\,s$ bis $1{\cdot}6\,s$ oder $4{\cdot}5$ bis $4{\cdot}8^{\text{m}}$. Der Hub könnte daher auf 3·5 Meter gesteigert werden.

Wegen $\varepsilon = 5$, $\varepsilon_1 = 1{\cdot}54$ und $f = 0{\cdot}522$ wird in (15) der Ausdruck links gleich 0·935, rechts gleich 1·09, die Bedingung (15) ist daher nicht erfüllt und die Maximalgeschwindigkeit tritt vor Beginn der Expansion im kleinen Cylinder ein; es wird daher nach (13)

$$\varphi_1 = 2{\cdot}100$$

und die erforderliche Schwungmasse

$$P = 126000 \text{ Kil.},$$

nur 0·33 des bei der eincylindrigen Maschine erforderlichen Werthes von 375600 Kil.

Der Weg des grossen Kolbens, bei welchem die Maximalgeschwindigkeit eintritt, ist nach (14)

$$x_1 = 1{\cdot}47^{\text{m}},$$

der des kleinen halb so gross, also gleich $0{\cdot}735^{\text{m}}$, in der That kleiner als der Weg $s_1 = 0{\cdot}974^{\text{m}}$, nach welchem die Expansion beginnt.

Der Anfangsdruck Q ergibt sich nach (5)

$$Q = 137500 \text{ Kil.},$$

daher nur 0·74 des bei der eincylindrigen Maschine erhaltenen Werthes von 185000 Kil.

Nach der Tabelle S. 487 würde für $\varepsilon = 5$ der kleinste Anfangsdruck bei $\varepsilon_1 = 2{\cdot}24$ erreicht und wäre $\frac{1{\cdot}3}{1{\cdot}9} = 0{\cdot}68$mal so gross als bei der eincylindrigen Maschine, mithin nicht viel kleiner als oben; dagegen würde der Durchmesser des kleinen Cylinders 1·2mal grösser als früher und die Schwungmasse $\frac{0{\cdot}11}{0{\cdot}25} = 0{\cdot}44$mal so gross als bei der eincylindrigen Maschine, während dieses Verhältniss oben nur 0·33 betrug.

Dampfcylinder, Kolbenstangen. Es ist bei Balanciermaschinen vortheilhaft, die Untersätze der beiden Cylinder durch starke Flantschen und Schrauben zu verbinden, oder bei geringeren Dimensionen aus einem Stücke zu giessen. Bei directwirkenden Maschinen werden die Untersätze viereckig geformt und abgesondert durch Schrauben mit der eisernen Tragbrücke verbunden.

Den Durchmesser der ungeschwächten Kolbenstange findet man gleich $^1/_9$ des Cylinderdurchmessers, bei $3^1/_4$ bis 4 Atmosphären absoluter Dampfspannung.

Bei Balanciermaschinen werden die beiden Kolbenstangen durch ein Parallelogramm mit dem Balancier und dieser durch eine Lenkstange und ein an der Schachtmündung geführtes Gleitstück mit dem Gestänge verbunden. Bei directer Anordnung wird die Kolbenstange des grossen Cylinders wie bei einer eincylindrigen Maschine an das Gestänge angeschlossen, zur Verbindung mit dem Contrabalancier dient eine Lenkstange, und um diese zu befestigen, ist es zweckmässig, das Gestänge unmittelbar unter seiner Verbindung mit der Kolbenstange zu gabeln. Die Kolbenstange des kleinen Cylinders wird dann durch Lenkstangen mit Zapfen verbunden, die am Contrabalancier befestigt sind.

Dimensionen der inneren Steuerung. Aus dem Eingangs Gesagten (vergl. Fig. 856) geht hervor, dass eine Maschine dieses Systems fünf Steuerventile erfordert. Für das Auslassventil des kleinen, zugleich Einlassventil des grossen Cylinders stimmen die in der Ausführung vorkommenden Dimensionen ziemlich mit der S. 352 angegebenen Formel (47)

$$a = \frac{v_a}{30}\,O,$$

worin in a den Durchgangsquerschnitt des Ventiles füs den Dampf, O die grosse Kolbenfläche und v_a die mittlere Kolbengeschwindigkeit beim Aufgange des Gestänges bedeuten. Der Querschnitt des Gleichgewichtsventiles wird 1·25 bis 1·5 mal, der des Auslassventiles 1·7 bis 2 mal so gross genommen.

Gleichgewichts- und Einlassventil des kleinen Cylinders findet man im Verhältniss der Kolbenflächen kleiner als beim grossen Cylinder, obwohl deren Querschnitte nach obiger Regel wegen des geringeren Werthes von v_a noch weiter herabgesetzt werden könnten. Die Dimensionen der Dampfcanäle und Rohre sind wieder derart anzunehmen, dass der Dampf nirgends einen kleineren Querschnitt als den der Ventile zu passiren hat.

Anordnung der Ventile. Bei directwirkender Maschine legt man die Ventile unten, die Gleichgewichtsventile insbesondere in der Absicht, dass zu Ende des Niederganges der Gleichgewichtsdampf in einen engeren Raum eingeschlossen, daher besser comprimirt werde. Das Auslassventil könnte auch oben liegen, doch wird dadurch die äussere Steuerung complicirter. Bei Balanciermaschinen kommen die Ventile oben, nur das Auslassventil ist besser unten zu legen, weil sonst der beim Niedergange aus dem grossen Cylinder in den Condensator abströmende Dampf erst durch das Gleichgewichtsrohr auf- und dann wieder zum Condensator niedersteigen müsste.

Fig. 829 ist der Verticalschnitt, 830 der Horizontalschnitt nach AB und 831 der Querschnitt nach CD des Ventilkastens für den kleinen Cylinder einer directwirkenden Kley'schen Maschine.*) Das Ventilgehäuse ist in einen viereckigen gusseisernen Kasten $k\,k$ eingeschlossen und mit diesem aus einem Stücke gegossen; das Ganze wird noch von einem mit Kuhhaaren gefüllten Blechkasten umgeben. Der Ventilkasten selbst besteht aus dem den Sitz für das Einlassventil e enthaltenden Cylinder m, der mit dem Dampfeintrittsrohr L und unten mit dem Raume communicirt, in welchen der untere Dampfcanal x mündet; dann aus dem Cylinder n mit dem Sitze für das Auslassventil a. Der Raum ober diesem

*) Kley, die Wasserhebmaschinen des Altenberges, S. 43.

Ventile steht durch einen rechtwinklig umgebogenen, zum Theil ober x befindlichen Canal z mit dem hinten angegossenen Muff l in Verbindung, in welchen mittelst Stopfbüchse das Gleichgewichtsrohr R eintaucht. Auf der oberen horizontalen Wand des Canales z befindet sich das Gleichgewichtsventil g. Der Ventilkasten ist durch Rippen $r\,r$ mit dem äusseren viereckigen Kasten verbunden, der Boden des letzteren enthält Oeffnungen q, Fig. 830, welche die Befestigung der Gusskerne gestatten; zu diesem Zwecke befinden sich unter den Ventilen auch noch die mit Deckeln verschlossenen Oeffnungen $p\,p$.

Aehnlich ist der Kasten Fig. 832 bis 834 für den grossen Dampfcylinder construirt; derselbe enthält das Gleichgewichts- und das Condensatorventil G und A. Das Rohr L_1 ist mit dem in Fig. 829 gleich bezeichneten durch ein Horizontalstück mit Stopfbüchse in Verbindung und fungirt als Eintrittsrohr; L_2 ist das Abblase- und R_1 das Gleichgewichtsrohr. Der Dampfcanal x_1 steigt nach dem Querschnitte Fig. 832 in das Niveau des Gleichgewichtsventiles an und ist durch die aus Fig. 834 ersichtliche gekrümmte Wand begrenzt. Das Gleichgewichtsrohr ist mittelst Stopfbüchse direct an die Deckplatte des Ventilkastens angeschlossen.

Beim Aufgange sind Fig. 829 und 833 die Ventile e, a und A geöffnet. Der Kesseldampf strömt vom Rohre L, Fig. 829, durch e und x in den Raum unter dem kleinen Kolben, der Dampf des oberen Cylinderraumes durch R, z, n, a in das Verbindungsrohr L_1 und von dort, am Ventil G, Fig. 833, vorüber, durch x_1 in den unteren Raum des grossen Cylinders, endlich der verbrauchte Dampf aus dessen oberem Raume durch R_1 und A nach L_2 und in den Condensator.

Beim Niedergange sind nur g und G geöffnet, es tritt Fig. 829 der Gleichgewichtsdampf aus dem unteren Raume des kleinen Cylinders in den oberen durch x, g, z und R; beim grossen Cylinder Fig. 833 findet dieses Ueberströmen durch x_1, G und R_1 statt.

Die innere Steuerung der Kley'schen Balanciermaschine am Dechenschacht zeigen Fig. 837 im Grundrisse, 836 im Schnitte nach EF und 835 nach GH; Fig. 838 und 839 sind Horizontalschnitte des Ventilkastens des kleinen Cylinders nach AB und CD. Darin sind L das Dampfzuleitungs- und L_2 das Ableitungsrohr für den Dampf, L_1 das Verbindungsrohr zwischen den Ventilkästen des kleinen und des grossen Cylinders, R und R_1 deren Gleichgewichtsrohre, $x\,X$ die zu den unteren und $y\,Y$ die zu den oberen Cylinderenden führenden Dampfcanäle; e und g Einlass- und Gleichgewichtsventil für den kleinen Cylinder, a dessen Auslassventil, zugleich Einlassventil für den grossen Cylinder; zum letzteren endlich gehören Gleichgewichts- und Auslassventil G und A. Beim

Niedergange des Kolbens und Aufgange des Gestänges strömt der frische Dampf aus L durch das geöffnete Eintrittsventil e, sowie durch den oberen Dampfcanal y in den kleinen Cylinder; der expandirende Dampf gelangt aus letzterem durch den unteren Canal x, das Rohr R und das geöffnete Ventil a in das Verbindungsrohr L_1 und von dort durch den Ventilkasten von G und den Canal Y in das obere Ende des grossen Cylinders; endlich strömt der Dampf unter dem grossen Kolben weg durch den Canal X und das ebenfalls geöffnete Ventil A in den Condensator.

Beim Kolbenaufgange sind nur g und G geöffnet, und es findet Ueberströmen aus den oberen in die unteren Cylinderräume durch y, g, R und x, beziehungsweise durch Y, G, R_1 und X statt.

Aeussere Steuerung. Für die Einrichtung derselben sind die Bewegungen massgebend, welche die Ventile ausführen sollen.

Behält man die Bezeichnung der Ventile in Fig. 856 bei, so ersieht man, dass bei der tiefsten Stellung des Gestänges, in der unteren Pause, zuerst A geöffnet werden muss, um den Dampf zu condensiren, sodann e und a. Beim Aufgange kann, bei schwacher Expansion im kleinen Cylinder, e und a gleichzeitig in der zweiten Hälfte des Hubes geschlossen werden, und zu Ende A. Da also e und a stets gleichzeitig bewegt werden, ist für beide nur eine Steuerwelle, eine zweite für A nothwendig; für alle drei Ventile genügt ein Katarakt mit zwei verschieden gestellten Rollen an der Kataraktstange, um A vor e und a zu öffnen.

In der oberen Pause werden g und G gleichzeitig geöffnet, während des Niederganges gleichzeitig geschlossen, es ist also für diese beiden Ventile nur eine Steuerwelle und ein Katarakt erforderlich.

Im Ganzen werden daher drei Steuerwellen: für $e\,a$, A und $g\,G$, und zwei Katarakte: für $e\,a\,A$ und $g\,G$ erfordert. Die Mechanismen bleiben in der Hauptsache dieselben wie für eine eincylindrige Maschine, und sie erleiden nur dadurch eine Modification, dass von zweien der Steuerwellen je zwei Ventile bewegt werden müssen. An der Welle von A befindet sich der Hebel, welcher zur Oeffnung des Einspritzventiles dient, so dass letzteres stets gleichzeitig mit A geöffnet und geschlossen wird.

Die Anordnung der Steuerung der Altenberger Maschinen von Kley ist durch die Skizzen Fig. 863 und 864 im Auf- und Grundrisse angedeutet, im Aufrisse jedoch der für alle Ventile gleiche Bewegungsmechanismus nur bei einer der Steuerwellen angegeben. Es sind C, Fig. 864, der grosse, c der kleine Dampfcylinder, R und R_1 deren Gleichgewichtsrohre und $V\,V_1$ die in Fig. 829 bis 834 dargestellten Ventilkästen.

An jeder Steuerwelle w_1 befinden sich die üblichen Theile: Steuer-

hebel, Sector für die Fallklinke, Hebel zur Verbindung mit einem Gewicht q und ein zweiter Hebel, der mittelst Zugstange z die Welle n_1 dreht. An dieser ist wieder ein Hebel befestigt, der in einen Schlitz der Ventilstange greift. Der Schluss der Ventile erfolgt wie gewöhnlich durch Knaggen an der Steuerstange mittelst der Steuerhebel, die Oeffnung durch das Gewicht q nach Auslösung der Steuerwelle mittelst der Kataraktstange.

Die Steuerwelle w dient für die Ventile e und a, w_1 für A, und es ist für beide Wellen ein Katarakt c mit zwei Rollen an der Kataraktstange vorhanden; die eine Rolle löst die Welle w_1, die zweite etwas später die Welle w aus. Die Welle w_2 und ein zweiter Katarakt c_2 dient für die beiden Gleichgewichtsventile g und G.

Von den Wellen n n_1 n_2, Fig. 864, welche zur Bewegung der Ventile dienen, gehört n_1 zum Auslassventil A, die beiden anderen liegen auf der entgegengesetzten Seite des Gleichgewichtsrohres R_1 ober einander und haben grössere Länge, da n zu e und a, n_2 zu g und G gehört.

Die Katarakte werden durch Hebel, deren Ebene parallel zur Ebene der drei Steuerwellen steht, mittelst Knaggen an der doppelten Steuerstange S aufgezogen. Die Wellen n, n_1 und n_2 sind an gusseisernen Säulen gelagert, deren acht auf jedem Ventilkasten befestigt und oben durch einen Rahmen verbunden sind, an welchem sich die Führungen der Ventilstangen befinden.

Modificationen dieser Steuerung. Bei der vorigen Einrichtung werden e und a gleichzeitig beim Aufgange geschlossen, es beginnt also gleichzeitig mit der Expansion im kleinen Cylinder auch die Compression ober dessen Kolben. Da eine geringe Compression ober dem kleinen Kolben vortheilhaft ist, indem dann beim Niedergange der Gleichgewichtsdampf nicht expandirt, seine Spannung nicht sinkt, so ist die beschriebene Anordnung für schwache Expansion im kleinen Cylinder ganz passend.

Bei stärkerer Expansion würde indessen auch die Compression zu hoch steigen und in Folge dessen der Hub nicht die gewünschte Höhe erreichen; es muss also dann a später als e geschlossen und für diese Ventile je eine besondere Steuerwelle angeordnet werden. Es unterliegt jedoch keinem Anstande, für a und A eine gemeinschaftliche Steuerwelle anzuwenden. Der Schluss dieser Ventile kann gleichzeitig stattfinden, und dass a gleichzeitig mit A, vor Ende der unteren Pause, sich öffnet, hat nur die Folge, dass der Dampf ober dem kleinen Kolben vor Beginn des Aufganges den schädlichen Raum unter dem grossen Kolben füllt und sein Druck sich auf dessen untere Fläche fortpflanzt, daher

beim folgenden Anhube nicht plötzlich der ganze Zug auf das Gestänge wirkt. Nur darf dann zu Ende des Niederganges der Gleichgewichtsdampf unter dem kleinen Kolben nicht bis auf die Admissionsspannung comprimirt werden, weil sonst bei Oeffnung von *a* und *A* die Kolben in Bewegung kommen, bevor noch *e* geöffnet ist.

Bei dieser Modification gehört also die eine Steuerwelle zu *e*, die zweite zu *a* und *A*, die dritte zu *g* und *G*. Dieselbe wurde in der That bei der Maschine des Dechenschachtes von Kley zur Ausführung gebracht.

Endlich kann man durch Verzögerung der Bewegung der Fallgewichte (mittelst Luftkatarakt oder dergleichen) und verschiedenen todten Gang in den Ventilstangen bewirken, dass die zwei zu einer Steuerwelle gehörenden Ventile sich nicht genau gleichzeitig, sondern etwas nach einander öffnen. Dadurch ist der Vortheil erreicht, dass ein kleineres Gewicht zur Oeffnung genügt und mithin auch die Steuerung von Hand erleichtert wird. Diese Einrichtung ist bei der später beschriebenen Steuerung einer doppeltwirkenden Maschine getroffen.

Anlassen der Maschine. Da der Dampfdruck auf den kleinen Kolben nicht ausreicht, um das Gestänge anzuheben, muss man vor dem Anlassen in der Maschine den Zustand herstellen, welcher beim Gange selbst in der unteren Pause herrscht, daher beide Cylinder mit Dampf füllen.

Zu diesem Zwecke macht man die Ventile frei, so dass sie sich von Hand bewegen lassen. Es werden entweder die Katarakte von Hand aufgezogen und in dieser Stellung gestützt, oder die aussen an den Kataraktstangen durch Druckschrauben befestigten Rollen verstellt, so dass die Fallklinken frei beweglich werden und die Ventile nach Belieben geschlossen oder geöffnet werden können. Dies ist jedoch nur für die Ein- und Auslassventile möglich, da bei tiefster Stellung des Gestänges, welche dasselbe während des Stillstandes der Maschine einnimmt, der Steuerhebel für die Gleichgewichtsventile mit der betreffenden Knagge an der Steuerwelle in Berührung ist; man muss daher die Stellschraube dieser Knagge lüften und letztere selbst herumdrehen, so dass auch der Gleichgewichtshebel frei wird.

Man lässt nun zuerst Heizdampf in die etwa vorhandenen Dampfhemden, um eine gleichförmige Erhitzung und Ausdehnung der beiden Cylinder zu erzielen, sodann füllt man durch Oeffnung aller fünf Ventile die ganze Maschine mit Dampf; dieser dringt durch das Abblaserohr in den Condensator und von dort durch Saug- und Druckventil der Luftpumpe ins Freie. Auf diese Art wird alle Luft ausgetrieben. Ist die Maschine gehörig vorgewärmt, so schliesst man die Gleichgewichtsventile

und öffnet gleichzeitig das Regulirungsventil im Einspritzrohr des Condensators; das Einspritzventil ist ohnedies offen, weil auch das Auslassventil des grossen Cylinders geöffnet wurde; sofort condensirt sich der Dampf im grossen Cylinder und die Maschine kommt in Bewegung. Nachdem dieselbe durch einige Zeit von Hand gesteuert und dabei die Dampf- und Kaltwassereinströmung regulirt wurde, setzt man auch die Katarakte wieder in Gang. Zuweilen wird zur Sicherheit von dem Dampfzuströmungsrohr eine mit stellbarem Ventil versehene Leitung von geringem Durchmesser bis in das Verbindungsrohr der beiden Ventilkästen geleitet, so dass man durch diese Leitung direct frischen Dampf unter den grossen Kolben führen kann.

Anordnung. Es sind zwei Anordnungen zu unterscheiden: die mit neben und mit ober einander stehenden Cylindern.

Ueber die erstere ist im Allgemeinen zu bemerken, dass dieselbe behufs Kupplung der beiden Kolbenstangen einen Balancier erfordert. Ist ein Gegengewicht nothwendig, so kann der Contrabalancier zugleich zur Verbindung der beiden Kolbenstangen benutzt werden und die Maschine wird directwirkend angeordnet. Ist kein Gegengewicht erforderlich, so kann man dieselbe als Balanciermaschine herstellen, und die beiden Kolbenstangen an einem, das Gestänge am anderen Arm des Balancier befestigen. In diesem Falle liesse sich (s. S. 476) auch mit Vortheil ein einarmiger Balancier verwenden.

Die Dampfcanäle werden am kürzesten, die Anordnung der inneren Steuerung die einfachste, wenn man beide Ventilkästen neben einander, an dieselbe Seite der Cylinder legt; die Steuerstange kommt daher ausser der Ebene der beiden Cylinderaxen zu stehen, und zu ihrer Bewegung ist ein Steuerbalancier nothwendig, welcher senkrecht gegen die genannte Ebene gestellt und einerseits durch eine Schubstange mit einer der beiden Kolbenstangen, anderseits mit einem Gleitstücke verbunden ist, welches sich in einer horizontalen Führung bewegt.

Die Luftpumpe kommt unter den kleinen Cylinder, wobei deren Axen in dieselbe Gerade fallen, bei Balanciermaschinen auch seitwärts, so dass die Kolbenstange der Luftpumpe direct mit dem Balancier verbunden werden kann.

Bei der Fundirung der Balanciermaschinen ist wieder der aufwärts wirkende Dampfdruck auf die beiden Cylinderdeckel, der zu Anfang des Kolbenlaufes am grössten ist, gehörig zu berücksichtigen.

Directwirkende Anordnung mit neben einander stehenden Cylindern. Bei dieser sind zwei Blechträger, deren Längenrichtung parallel zur Ebene der beiden Cylinderaxen ist, als Tragbrücke in Anwendung. Da unter dieser in gleicher Richtung der Contrabalancier liegt, könnte

die Tragbrücke einerseits nur durch ein den Balancier überspannendes, nicht genügende Sicherheit bietendes Gewölbe gestützt werden. Man legt daher das betreffende Ende der Tragbrücke auf einen Querträger, der auf zwei Seitenmauern ruht.

Fig. 842 ist die Vorder-, 844 die Seitenansicht und 843 der Grundriss der Kley'schen Maschine am Altenberg bei Aachen; in Fig. 844 ist *m n* die Axe des Schachtes. Die beiden Cylinder *C c* ruhen auf schmiedeisernen Trägern *t*, welche einerseits durch die Fundamentmauer *m*, anderseits durch den Querträger t_1 gestützt sind, der mit beiden Enden auf Mauern m_1, Fig. 844, liegt. Der Raum unter t_1 ist mit einem Gewölbe überspannt, in dessen Oeffnung der Contrabalancier *B* liegt.

Dieser ist nach S. 424 construirt und an das Gestänge, mittelbar an die Kolbenstange des grossen Cylinders auf die S. 436 beschriebene Art angeschlossen. Die Kolbenstange des kleinen Cylinders, Fig. 842, ist mittelst eines Zwischenstückes, welches durch den Balancier gesteckt ist, und zweier Muffe mit der Kolbenstange der Luftpumpe, ferner durch eine Traverse und zwei Schubstangen mit zwei am Balancier befindlichen Zapfen verbunden. Zur Führung der Kolbenstange dient das Lager *x*, Fig. 842 und 843.

Mittelst der am Gabelgestänge befestigten Hölzer *h*, Fig. 844, wird dieses zwischen Backen *b* geführt; *ff*, Fig. 842 und 843, sind die Fanglager des Balancier, welcher an betreffender Stelle mit Gusseisenplatten armirt ist.

Die Ventilkästen sind durch schmiedeiserne Supporte n_1 gestützt, die Steuerungsständer durch gusseiserne Träger *n*, deren Form Fig. 844 durch die Stellung des Abblaserohres *A* bedingt ist. Auf Angüssen der Träger *n* stehen auch die Katarakte. Nebstdem sind die Steuerungsständer oben mit dem Gleichgewichtsrohre des grossen Cylinders verbunden.

Zur Bewegung der doppelten Steuerstange dient der Steuerbalancier *b*, Fig. 844, welcher durch einen an der Kolbenstange aufgesteckten Muff mit dieser verbunden ist und am anderen Ende mittelst Gleitstück horizontal geführt wird.

Das Abblaserohr *A* mündet in den tiefer situirten Condensator *D*, welcher mit der Luftpumpe in einer gemeinschaftlichen Cisterne aufgestellt und in gewöhnlicher Art construirt ist. Die Speisepumpe *p*, Fig. 842, wird vom Contrabalancier aus bewegt.

Das von den Pumpen im Steigrohre *R* gehobene Wasser fliesst in die Cisterne, das überschüssige gelangt in den Abflusscanal *i*, in welchen auch der Ueberfall des Luftpumpenreservoirs mündet.

In dem Raume ober den Gewichten des Contrabalancier ist, um dieselben leicht aufstecken und abnehmen zu können, ein kleiner Laufkrahn *K* aufgestellt.

Da zwei Maschinen neben einander angeordnet sind, so endigen der Träger t_1, Fig. 843, und das Fanglager *f* in der Mittellinie ihrer Unterlagen und schliessen sich daran deren Fortsetzungen für die zweite Maschine.

Balanciermaschine mit neben einander stehenden Cylindern. Die am Dechenschacht bei Saarbrücken aufgestellte Kley'sche Balanciermaschine ist durch Fig. 850 im Grundriss, 849 im Schnitt *AB* und 851 im Schnitt nach *CD* dargestellt. Die Kolbenstangen des grossen und des kleinen Dampfcylinders *C* und *c* sind durch das Parallelogramm mit dem Balancier verbunden; jenes bewegt nebstdem die Kolbenstange der Luftpumpe *L*. An die Kolbenstange des kleinen Cylinders ist durch kurze Lenkstangen der Steuerbalancier *b*, Fig. 851, befestigt, der mittelst der Stange *l* die doppelte Steuerstange *S* in Bewegung setzt; an die zur Verbindung beider Theile der Steuerstange dienende Traverse schliesst sich die Kolbenstange der Speisepumpe *p*, welche in einem Ausschnitte des Fundamentes für die Cylinder steht.

Durch die hohlen Lagerständer des Balancier sind Balken gesteckt und auf diese das Prellholz *h* gelegt, auf welches ein am Balancier befestigtes Fanghorn schlägt. Die Führung für das Gleitstück zwischen Gestänge und Balancier ist ähnlich wie bei der früher beschriebenen doppeltwirkenden Ehrhardt'schen Maschine am Dechenschacht hergestellt.

Die Einrichtung der Steuerung wurde bereits erläutert; das zum Theile in einem Canale im Mauerwerke liegende Abblaserohr *A* führt den Dampf zum Condensator *D*; die Cisterne ruht einerseits auf einem Absatze der Balanciermauer, anderseits in einem Einschnitte der Fundamentmauer für die Cylinder. Das Condensationswasser kommt durch das Rohr r_1, Fig. 851, in die Cisterne, das überschüssige fliesst über eine Scheidewand in einen abgesonderten Raum in einer Ecke der Cisterne, in welchen auch der Ueberfall des Luftpumpenreservoirs mündet; von dort wird das gesammte Wasser durch das Rohr r_2 abgeleitet.

Die runden Untersätze der beiden Dampfcylinder sind durch Flantschen und Schrauben mit einander und durch Anker mit dem viereckigen Fundamentpfeiler verbunden. Die Steuerständer sind auf der Platte *q*, Fig. 850, befestigt, welche den Einschnitt im Fundamentpfeiler einfasst.

Directwirkende Maschine mit ober einander stehenden Cylindern.

Diese Anordnung wurde von Quillacq*) für Anzin projectirt, und zwar derart, dass der kleine Cylinder unten an der Tragbrücke des grossen befestigt werden, also an dieser hängen sollte. Der kleine Cylinder ist besser unten als oben zu stellen, weil der Dampf dann beim Ueberströmen vom unteren Ende des kleinen zum oberen des grossen Cylinders einen kürzeren Weg zurückzulegen hat. Im Uebrigen scheint die später beschriebene Ausführung einer doppeltwirkenden Maschine mit ober einander stehenden Cylindern entsprechender, weil die Fundirung dabei eine solidere ist.

Doppeltwirkende zweicylindrige Maschinen.

Diese sind die vollkommensten, weil sie das Princip der doppelten Wirkung mit dem Zweicylindersystem vereinigen. Sie erfordern aus diesem Grunde geringere Schwungmassen und der Anfangsdruck wird, wenn man vertheilte Expansion anwendet, kleiner als bei den doppeltwirkenden eincylindrigen Expansionsmaschinen.

Doppeltwirkende Woolf'sche Maschinen. Am deutlichsten ist das Princip der doppelten Wirkung ausgeprägt bei den Woolf'schen Maschinen, wie sie zuerst von Kley, dann von Ehrhardt ausgeführt wurden. Es treten bei diesen Maschinen während des Niederganges in den Räumen ober den Kolben dieselben Vorgänge ein, wie während des Aufganges unter den Kolben, und umgekehrt, so dass beim Auf- und Niedergange die gleiche Wirkung an die Kolben übertragen wird. Beim Aufgange strömt frischer Dampf unter den kleinen Kolben, der Dampf ober diesem tritt unter den grossen Kolben und expandirt, der Raum ober letzterem ist mit dem Condensator in Verbindung, die Dampfvertheilung ist dieselbe wie bei einer einfach- und directwirkenden zweicylindrigen Maschine; beim Niedergange ist die Dampfvertheilung die gleiche wie bei einer Balanciermaschine desselben Systems, da oben im kleinen Cylinder Einströmung, unten Ausströmung in den Raum ober dem grossen Kolben stattfindet und endlich aus dem unteren Raum des grossen Cylinders der Dampf in den Condensator gelangt.

Gegen eincylindrige doppeltwirkende Maschinen ergibt sich noch der Vortheil, dass man das Ueberströmen des Dampfes aus dem kleinen Cylinder schon vor Ende des Hubes sperren, dadurch den Dampf comprimiren und den Einfluss des schädlichen Raumes auf die folgende Einströmung beseitigen kann, während bei der eincylindrigen Maschine der abströmende Dampf die Condensatorspannung besitzt und sich nicht

*) Burat, Cours d'exploitation des mines, S. 405.

hinreichend comprimiren lässt. Nur die Steuerung wird die complicirteste.

Berechnung dieser Maschinen. Die Berechnung der Kolbenflächen ist wie für die einfachwirkende zweicylindrige Maschine auszuführen, jedoch in (3), S. 474, der Coëfficient 0·05 statt 0·1 zu setzen, daher beide Kolbenflächen sich nur halb so gross ergeben.

Der Dampfverbrauch folgt aus (1), S. 456, worin der Coëfficient 0·05 für den schädlichen Raum weggelassen und wegen des geringeren Dampfverlustes 0·1 statt 0·13 gesetzt werden darf; das Volum $o s_1$ des pr. Hub eintretenden Dampfes erhält mit Rücksicht auf (2), S. 473, den Ausdruck

$$o s_1 = \frac{O s_c}{\varepsilon}$$

wie für die eincylindrige Maschine, es ergibt sich daher

$$S = \frac{O n s_c \sigma}{30 \varepsilon} + 0·1 D \sqrt{f p - p'}.$$

Die Schwungmasse P zur Regulirung des Ganges ist wie bei der einfachwirkenden Maschine (S. 477) zu ermitteln und fällt halb so gross aus als für diese.

Bei Bestimmung der Werthe G, G_1 und G_2 ist wie bei doppeltwirkenden eincylindrigen Maschinen mit Expansion (S. 457) vorzugehen und bei Berechnung der Gestängquerschnitte nach S. 141 der nach S. 477 verkleinerte Festigkeitscoëfficient in Anwendung zu bringen, für den Niedergang kann man den Druck K bei vier- bis achtfacher Expansion 1·1 bis 1·2 mal so gross als den aus den Belastungen sich ergebenden Werth annehmen. Der erforderliche Dampfraum in den Kesseln wird nur halb so gross als nach Formel (42), S. 335.

Dem Princip der doppelten Wirkung entspricht wieder am besten eine doppeltwirkende Luftpumpe. Indessen kommen auch einfachwirkende Luftpumpen vor.

Innere Steuerung. Zur Erleichterung des Verständnisses des Folgenden dient die Skizze Fig. 870, in welcher C und c die beiden Cylinder bedeuten. Zur Steuerung sind sechs Ventile erforderlich, und zwar zwei Einlassventile $e e_1$ für den Eintritt des Dampfes in den kleinen Cylinder, zwei Verbindungsventile $v v_1$ für das Ueberströmen aus dem kleinen in den grossen Cylinder, endlich zwei Auslassventile $a a_1$ für den Austritt aus letzterem. Ferner sind E das Dampfzu- und A das Abströmrohr, dann $V V_1$ Verbindungsrohre der Cylinder. Beim Aufgange sind e, v_1 und a_1 geöffnet; der frische Dampf strömt durch e, der übertretende durch v_1 und der Condensatordampf durch a_1. Beim

Niedergange sind e_1, v und a geöffnet und es ist die entsprechende, den Niedergang fördernde Dampfvertheilung unschwer zu erkennen. Das Auslassventil muss der Condensation wegen etwas vor dem Einlass- und Verbindungsventil geöffnet, das Einlassventil, der im kleinen Cylinder zu erzielenden Expansion entsprechend, vor den beiden anderen geschlossen werden.

Fig. 857 ist nun der Verticalschnitt und Fig. 858 bis 861 sind Horizontalschnitte nach AB, CD, EF und GH der inneren Steuerung der direct- und doppeltwirkenden Maschine zu Rüdersdorf. Darin sind $e e_1$ die Einlass- und $a a_1$ die Auslassventile für die oberen und unteren Cylinderenden und $v v_1$ die Verbindungsventile. Ferner sind $x y$ die unteren und $x_1 y_1$ die oberen Dampfcanäle, welche zu den Cylinderenden führen; wegen der grösseren Höhe des grossen Cylinders ist an y_1 noch ein Verbindungrohr r angeschlossen; $c c_1$ sind die zwei Abtheilungen eines Rohres, durch welche der Dampf überströmt, E das gemeinschaftliche Zu- und A das Ableitungsrohr für den Dampf.

Beim Aufgange sind Fig. 857 e, v_1 und a_1 geöffnet. Der Dampf strömt durch e in die mittlere Abtheilung des unteren Ventilkastens und von dort durch den Canal x (s. auch Fig. 859) unter den kleinen Kolben. Der ober letzterem befindliche Dampf gelangt durch x_1 (s. auch Fig. 858) in die mittlere Abtheilung des oberen Ventilkastens, durch das Ventil v_1 herab in die Abtheilung c_1 (Fig. 860) des Verbindungsrohres und in den linken Raum des unteren Ventilkastens (Fig. 859), um von hier durch y unter den grossen Kolben zu strömen. Der Dampf ober dem letzteren endlich tritt durch den oberen Canal y_1 (Fig. 857) in den linken Raum des oberen Ventilkastens und von dort durch das Ventil a_1 in das Auslassrohr A. Es ist daher auch im Canale c (Fig. 858 und 859) und im Raume unter dem Ventile v die Condensatorspannung vorhanden.

Beim Niedergange sind e_1, v und a geöffnet. Der frische Dampf strömt aus E durch e_1 und x_1 (Fig. 857 und 858) ober den kleinen Kolben; aus dem Raume unter diesem gelangt der expandirende Dampf durch x und v in den Canal c (Fig. 861), durch diesen aufwärts in die linke Abtheilung des oberen Ventilkastens (Fig. 858) und aus dieser zum Canal y_1, daher in den oberen Raum des grossen Cylinders; der Dampf unter dessen Kolben endlich kommt durch y (Fig. 857) und das Ventil a in das Abblaserohr A, derselbe erfüllt also dabei auch den Canal c_1.

Die Form der beiden Ventilkästen ist ungeachtet dieser complicirten Bewegungsart des Dampfes verhältnissmässig einfach. Die Ventilkästen besitzen unten durch Deckel verschlossene Oeffnungen zur Erleichterung

des Gusses und der Appretur. Der untere ruht mittelst angegossener Füsse auf einer Grundplatte.

Aeussere Steuerung. In der unteren Pause wird zuerst das obere Auslassventil geöffnet und kann zugleich auch die Oeffnung des oberen Verbindungsventiles stattfinden, später die des unteren Einlassventiles, wodurch der Hub eingeleitet wird. Während desselben wird wegen Expansion im kleinen Cylinder das untere Einlassventil geschlossen, gegen Ende des Hubes das obere Verbindungs- und Auslassventil. Aehnlich sind in der oberen Pause und beim Niedergange der Bewegungen der drei anderen Ventile.

Es werden daher Verbindungs- und Auslassventil gleichzeitig bewegt und genügt für beide eine gemeinschaftliche Steuerwelle. Im Ganzen sind mithin vier Steuerwellen nothwendig, zwei für die beiden Einlassventile, eine für das obere und eine für das untere Auslass- und Verbindungsventil. Mithin können dieselben Steuermechanismen wie für eincylindrige doppeltwirkende Maschinen benützt werden. Zur Auslösung je zweier Wellen lässt sich ein gemeinschaftlicher Katarakt verwenden, indem durch verschiedene Höhenstellung der beiden Rollen oder Knaggen an der Kataraktstange die Welle des Auslass- und Verbindungsventiles früher als die Welle des (am anderen Cylinderrnde befindlichen) Einlassventiles ausgelöst werden kann. Durch etwas todten Gang ist ferner zu erreichen, dass sich das Auslassventil etwas vor dem Verbindungsventile öffnet, daher zu diesem Zwecke eine geringe drehende Kraft an der Steuerwelle ausreicht.

Kley hat nun diese Einrichtung dadurch vereinfacht, dass er statt vier Steuerwellen nur zwei anwendet, eine für die beiden Einlass-, die zweite für die vier anderen Ventile. Bei der Mittelstellung dieser Wellen sind alle Ventile geschlossen; durch Drehungen derselben nach entgegengesetzten Richtungen öffnen sich die beim Auf- oder Niedergange thätigen Ventile; die Knaggen an der Steuerstange drehen die Wellen stets nur bis in die mittlere Stellung, wobei eben die Ventile geschlossen sind. Die weitere Bewegung der Wellen, welche die Oeffnung der beim folgenden Hube thätigen Ventile zur Folge hat, wird durch zwei Katarakte eingeleitet, deren Stangen auf Hebel an den Wellen wirken, und durch die Wirkung von Federn beendet.

Fig. 841 ist eine Skizze des betreffenden Mechanismus für eine der Steuerwellen *w*, z. B. für die der Einlassventile *e* und e_1. An der Steuerwelle befinden sich zwei Steuerhebel $h\,h_1$ für den Auf- und Niedergang; ferner ist die Welle, die sich eben in der Mittelstellung befindet, durch die angedeutete Hebelumsetzung mit den Ventilen und durch den Hebel *a* mit der aufwärts drückenden Feder *f* in Verbindung;

da der Hebel a in der Richtung der daran angeschlossenen Druckstange steht, bleibt die Welle unbewegt; sobald dieselbe etwas gedreht wird, wirkt die Kraft der Feder an einem hinreichenden Hebelsarm, um die Bewegung fortzusetzen und eines der Ventile zu öffnen. Zur Einleitung der Drehung aber dienen zwei Katarakte c, welche abwechselnd beim Auf- und Niedergange mittelst Knaggen n auf einen von zwei Hebeln g wirken, die an der Welle befestigt sind. Der Schluss der Ventile erfolgt beim Auf- und Niedergange durch die Knaggen $k\,k_1$ an der Steuerstange S und die Hebel $h\,h_1$.

Die Zeichnung entspricht der höchsten Stellung der Kolben und der Steuerstange, wobei das untere Einlassventil e durch k und h geschlossen wurde. Die Stange des Kataraktes c steigt auf, dreht mittelst g die Welle, so dass die Feder f wirksam wird und diese Drehung vollendet. Dadurch wird das obere Ventil e_1 geöffnet, der Niedergang beginnt. Bei Drehung der Welle ist der Hebel des Ventiles e weiter in dem hinreichend langen Schlitze der zugehörigen Ventilstange herabgerückt, ohne ferner auf das Ventil zu wirken, der Hebel h_1 hat sich gegen die rechte Seite bewegt. Beim Niedergange zieht die Steuerstange mittelst eines (in der Zeichnung nicht angegebenen) Hebels und einer Knagge k_2 den Katarakt wieder auf, sodann dreht k_1 mittelst h_1 die Welle in die gezeichnete Stellung zurück, es wird e_1 geschlossen und der Dampf wirkt mit Expansion. Durch den sonstigen Mechanismus werden beide andere Ventile geschlossen und es tritt die Pause ein. Während derselben geht die zweite Kataraktstange abwärts, drückt auf den zweiten Hebel g und dreht die Welle entgegengesetzt zur Richtung des Pfeiles, die Feder f vollendet diese Drehung, wobei der Ventilhebel von e_1 nur in dem Schlitze der zugehörigen Ventilstange weiter abwärts gleitet, dagegen öffnet sich e und es beginnt ein neuer Aufgang.

Die Welle für die vier anderen Ventile liegt ober der gezeichneten und ist mit den gleichen Bestandtheilen versehen. Die Kataraktstangen sind aufwärts verlängert und jede mit einer zweiten Knagge für die obere Welle versehen; an letzterer sind ferner vier Hebel zur Bewegung der Ventile erforderlich, endlich ist eine zweite Steuerstange, wieder mit drei Knaggen versehen, vorhanden. Durch entsprechende Stellung der Knaggen an den Kataraktstangen wird bewirkt, dass sich die obere Welle stets früher als die untere dreht, daher Auslass- und Verbindungsventil sich früher als das Einlassventil öffnen; denkt man sich ferner die Schlitze in den Ventilstangen der Verbindungsventile etwas weiter aufwärts verlängert als bei den Auslassventilen, so ist klar, dass letztere etwas früher als erstere geöffnet werden.

Damit die Steuerwellen durch die Reibung allein stets in der

mittleren Stellung festgehalten werden, sind die Gewichte aller mit denselben verbundenen Theile durch einen an jeder Welle befestigten Hebel mit stellbarem Gegengewichte genau ausgeglichen. Die Ventilstangen sind, um nicht stecken zu bleiben, durch Bleigewichte belastet.

Durch Anwendung von steuernden statt auslösender Katarakte könnten, ohne sonstige Aenderung, die Federn nebst zugehörigen Theilen vermieden und dadurch der Apparat noch weiter vereinfacht werden; die Katarakte müssten dann allerdings einen bedeutend grösseren Hub erhalten (vergl. die Steuerung von Illeck, S. 377).

Anordnung mit neben einander stehenden Cylindern. Bezüglich der Fundirung ist das bei doppeltwirkenden eincylindrigen Maschinen Gesagte zu berücksichtigen; bezüglich der Anordnung mit neben einander stehenden Cylindern gilt das Gleiche, wie für einfachwirkende zweicylindrige Maschinen.

Die Anordnung ist in der Hauptsache dieselbe, wie sie oben S. 496 beschrieben wurde. Bei der Maschine zu Rüdersdorf liegt der Steuerbalancier parallel zum Contrabalancier und wird mittelst Schubstange durch eine Kurbel bewegt, welche an einem der Axzapfen des Contrabalancier befestigt ist. Hierdurch ist es möglich gemacht, die Steuerstange ausserhalb der Ebene der beiden Cylinderaxen zu stellen.

Anordnung mit ober einander stehenden Cylindern. Fig. 865 und 866 zeigen die Anordnung der Quillacq'schen doppeltwirkenden Maschine am Tuhonschacht bei Kladno. *)

Der Untersatz des kleinen Cylinders ruht auf zwei gusseisernen Trägern *u* und diese sind auf der entsprechend erweiterten Flantsche des grossen Cylinders befestigt. Der Raum zwischen beiden Cylindern besitzt eben nur die für den Zutritt zu den Stopfbüchsen u. s. w. erforderliche Höhe. Jeder Kolben hat seine eigene Kolbenstange, die Verbindung beider befindet sich innerhalb des grossen Kolbens und ist durch einen leicht lösbaren Keil hergestellt. Am Deckel des grossen Cylinders ist ein Mannloch angebracht, an der Bodenplatte des kleinen ein abnehmbares Stopfbüchsenstück.

Will man nun den grossen Kolben herausnehmen, so verfährt man folgendermassen. Das Mannloch, welches den Zutritt in den grossen Cylinder gestattet, wird geöffnet, die Verbindung der beiden Kolbenstangen gelöst und nach Entfernung des Deckels des kleinen Cylinders dessen Kolben sammt Stange hinausgezogen; sodann entfernt man den Deckel des grossen Cylinders, sowie das Stopfbüchsenstück am Unter-

*) Annales des mines 1875, 7. Reihe, 8. Bd., S. 211; Burat, Supplement au cours d'exploitation des mines, Taf. 16

satze des kleinen Cylinders; die Oeffnung in diesem Untersatze ist gross genug, dass man nun die grosse Kolbenstange so weit aufziehen kann, bis der Kolben selbst ober der Cylindermündung anlangt, daher von seiner Stange gelöst und seitlich entfernt werden kann.

Der grosse Cylinder, welcher, sowie der kleine, mit einem Dampfhemde umgeben ist, ruht auf einer aus zwei Trägern bestehenden Brücke, welche mit den Mauerpfeilern *m* verankert ist. Die grosse Kolbenstange steht durch eine schmiedeiserne Traverse mit dem Doppelgestänge *g* von kastenförmigem Querschnitte, und dieses durch eine kurze Lenkstange *l*, deren oberer Drehzapfen *z* zwischen den beiden Gabelgestängen befestigt ist, mit dem Contrabalancier *B* in Verbindung. Der letztere bewegt mittelst Gabelstangen zwei einfachwirkende Luftpumpen *L*, deren eine beim Auf-, die andere beim Niedergange der Kolben saugt. Die Widerlager *l* begrenzen die Bewegung des Balancier nach beiden Richtungen.

Der Dampf gelangt durch das Abflussrohr *A* in den in einer Cisterne befindlichen Condensator *D*; mittelst des Ventiles *v* kann man den Dampf auch direct ins Freie austreten lassen. Das gehobene Grubenwasser strömt durch das Steigrohr *s* in ein Reservoir *r* und von dort in die Condensatorcisterne. Der gemeinschaftliche Saugraum *a* der beiden Luftpumpen ist mit dem Untertheile des Condensators in Verbindung.

Die Steuerung erfolgt durch sechs Ventile, die Theile der äusseren Steuerung sind an den Dampf- und Verbindungsrohren der beiden Cylinder befestigt; die Steuerwellen, Handhebel u. s. w. befinden sich alle bei *M*, die Bewegung wird auf die oberen Ventile durch Hebel und Zugstangen, welche letzteren aus gezogenen Röhren bestehen, übertragen. Die doppelte Steuerstange *S* ist mit den Gabelstangen verbunden, welche die eine Luftpumpe bewegen.

Im Vergleiche zu der Anordnung mit neben einander stehenden Cylindern gewährt die beschriebene den Vortheil der directen Uebertragung des Dampfdrucks an das Gestänge und des geringen Raumerfordernisses.

Die Anordnung ist unabhängig vom Balancier für die grössten Cylinderdurchmesser ausführbar. Der schädliche Raum für das Ueberströmen ist beim Aufgange, wo der Dampf vom oberen Ende des kleinen bis zum unteren Ende des grossen Cylinders geleitet werden muss, grösser, dagegen beim Niedergange, wo die zwei benachbarten Cylinderenden in Communication treten, kleiner als bei neben einander stehenden Cylindern. Aus obigen Gründen verdient diese Aufstellungsart alle Beachtung, nur ist die grosse Höhe derselben ein Uebelstand.

Andere zweicylindrige Maschinen.

Maschine von Sims. Fig. 840 ist eine Skizze dieser Maschine. Die zwei Cylinder sind direct über einander gestellt, zur Steuerung drei Ventile *a*, *b* und *c* erforderlich. Der Raum zwischen beiden Kolben communicirt beständig mit der freien Luft oder zur Verhütung stärkerer Abkühlung besser mit dem Condensator. *E* ist das Dampfzu- und *A* das Ableitungsrohr. Beim Aufgange sind *a* und *c* geöffnet, der Dampf wirkt auf den kleinen Kolben, der Dampf ober dem grossen Kolben wird condensirt. Den Raum zwischen den Kolben in Verbindung mit dem Condensator gedacht, ist der Druck auf beide Flächen des grossen Kolbens gleich, der Aufgang erfolgt also wie bei einer Condensationsmaschine mit einem einzigen, dem kleineren gleichen Cylinder.

Beim Niedergange ist das Ventil *b* geöffnet, der Dampf expandirt ober dem grossen und unter dem kleinen Kolben, es wirkt auf die Differenz der Kolbenflächen oder auf die dieser Differenz gleiche Ringfläche abwärts der Expansions-, aufwärts der Condensatordruck.

Der Druck auf die Kolbenstange ist beim Niedergange sehr ungleichförmig; durch entsprechend vertheilte Expansion kann man jedoch den Anfangsdruck herabsetzen.

Ferner sind die Schwungmassen vorzüglich beim Niedergange nothwendig, wobei es zu Statten kömmt, dass auch das Wasser in den Pumpensteigröhren als Schwungmasse wirkt. Ein Nachtheil ist jedoch die grosse Höhe der Maschine.

Eine geänderte Anordnung, bei den zur Austrocknung des Haarlemer Meeres benützten Maschinen zur Anwendung gebracht, zeigt die Skizze Fig. 852. Der kleine Cylinder ist dabei innerhalb des grossen aufgestellt, der grosse Kolben daher ringförmig gestaltet, die oberen Cylinderräume sind unter einander, der Raum unter dem Ringkolben mit dem Condensator in Verbindung. *E* ist das Ein-, *A* das Austrittsrohr, *a b c* sind drei Dampfventile. Beim Aufgange wirkt der Volldruckdampf unter dem kleinen Kolben, der obere Raum beider Cylinder ist mit dem Condensator in Verbindung, der Aufgang erfolgt also wieder wie bei einer eincylindrigen Maschine. Beim Niedergange sind der untere Raum des kleinen Cylinders und die oberen Räume beider Cylinder in Verbindung, der Dampf wirkt mit Expansion, und zwar abwärts auf die Ringfläche, entgegen wirkt die Condensatorspannung auf die letztere Fläche. Die Dampfvertheilung stimmt also mit der früheren überein, die Höhenausdehnung ist auf das gewöhnliche Maass reducirt, dagegen ist die Herstellung der Dichtung des Ringkolbens und die genaue Montirung bei der mehrfachen Kolbenstange (bei grossen Maschi-

nen wurden vier Stangen zur Befestigung des Ringkolbens angewendet) zu schwierig, um die Anordnung empfehlenswerth zu machen.

Dass bei den Sims'schen Maschinen beide Cylinderaxen in dieselbe Gerade fallen, ist von Belang, wenn die Schwungmasse gering ist, weil dann der Contrabalancier erspart wird, während bei neben einander stehenden Cylindern zur Kuppelung stets ein Balancier erfordert wird.

Die Sims'schen Maschinen kamen früherer Zeit bei englischen Gruben zur Anwendung.

Sims-Kley'sche Maschine. In seinem Werke über die Wasserhebmaschinen des Altenberges schlägt Kley das in Fig. 845 skizzirte System vor, wobei wieder nur drei Ventile *a b c* erforderlich sind; der Raum unter dem grossen Kolben bleibt stets mit dem Condensator in Verbindung, die oberen Cylinderräume communiciren unter einander. Beim Aufgange sind *a* und *c* geöffnet, es tritt frischer Dampf unter den kleinen Kolben und wirkt mit Volldruck und Expansion, der Raum ober beiden Kolben ist mit dem Condensator verbunden; beim Niedergange ist *b* geöffnet und strömt der Dampf vom Untertheil des kleinen Cylinders in den vereinigten oberen Raum. Die Wirkung erfolgt also wie bei den Sims'schen Maschinen, nur dass beim Niedergange der wirksame Dampfdruck nicht auf die Differenz der Kolbenflächen, sondern auf die ganze grosse Kolbenfläche ausgeübt wird, daher letztere entsprechend kleiner ausfällt. Gegen Fig. 840 ist der Vortheil geringerer Höhe, gegen Fig. 852 einfachere Construction erreicht. Es ist dies mithin die zweckmässigste Ausführung des Sims'schen Princips; in der That sind mehrere Maschinen dieser Art zur Ausführung gekommen.*)

Die folgende Berechnung zeigt, dass dieselben selbst mit den doppeltwirkenden Woolf'schen in Concurrenz treten können, wozu die einfachere Steuerung und der Umstand beiträgt, dass sich die Schwungmasse des Wassers in den Steigröhren zur Verminderung der festen Lasten ausnützen lässt.

Berechnung der Kolbenflächen. Aus dem erläuterten Gange der Maschine zeigt sich, dass beim Aufgange nur der Druck auf den kleinen, beim Niedergange der Druck auf den grossen Kolben zu berücksichtigen ist. Unter Beibehaltung der früheren Bezeichnungen (S. 473 und

*) Nach der Zeitschr. des Oesterr. Ing.-Vereins 1871, S. 278 wurde 1866 eine kleinere, 1871 eine grössere Sims-Kley'sche Maschine zu Perm bei Ibbenbüren aufgestellt; in demselben Jahre wurden noch vier solche Maschinen mit Balancier erbaut.

322) hat man zuerst, da der Dampf zu Ende der Expansion das grosse und das kleine Cylindervolum erfüllt, den totalen Expansionsgrad

$$\varepsilon = \frac{O\,s_c + o\,s_2}{o\,s_1}$$

und wegen

$$s_1 = \frac{s_2}{\varepsilon_1}$$

$$(29) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \varepsilon = \varepsilon_1 \, \frac{O\,s_c + o\,s_2}{o\,s_2}.$$

Hieraus folgt

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} = 1 + \frac{O\,s_c}{o\,s_2},$$

$$\frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} = \frac{O\,s_c}{o\,s_2} \text{ und}$$

$$(30) \quad \ldots\ldots \quad o\,s_1 = \frac{o\,s_2}{\varepsilon_1} = \frac{O\,s_c}{\varepsilon - \varepsilon_1}.$$

Es ist nun die Arbeit des wirksamen Dampfes beim Aufgange

$$\mathfrak{A}\,p\,o\,s_1\,(1 + log\;\varepsilon_1) = \frac{\mathfrak{A}\,O\,s_c}{\varepsilon - \varepsilon_1}\,p\,(1 + log\;\varepsilon_1).$$

Hiervon consumirt die Condensatorspannung den Betrag

$$\mathfrak{A}\,o\,s_2\,p' = \frac{\mathfrak{A}\,O\,s_c}{\varepsilon - \varepsilon_1}\,\varepsilon_1\,p',$$

mithin ist die beim Aufgange an die Kolben übertragene Arbeit

$$(31) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \frac{\mathfrak{A}\,O\,s_c}{\varepsilon - \varepsilon_1}\,[p\,(1 + log\;\varepsilon_1) - \varepsilon_1\,p'].$$

Beim Niedergange ist die Anfangsspannung des Dampfes $\frac{p}{\varepsilon_1}$, das Anfangsvolum

$$o\,s_2 = O\,s_c\,\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon - \varepsilon_1}$$

und das Endvolum

$$O\,s_c + o\,s_2,$$

daher der Expansionsgrad wegen (29)

$$\frac{O\,s_c + o\,s_2}{o\,s_2} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1},$$

mithin die geleistete Arbeit

$$(32) \quad . \; . \; . \; . \; \mathfrak{A} \frac{p}{\varepsilon_1} \, O \, s_c \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon - \varepsilon_1} \, log \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} = \frac{\mathfrak{A} \, O \, s_c}{\varepsilon - \varepsilon_1} \, p \, log \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1},$$

die Spannung p' unter dem grossen Kolben consumirt wieder die Arbeit

$$\mathfrak{A} \, p' \, O \, s_c = \frac{\mathfrak{A} \, O \, s_c}{\varepsilon - \varepsilon_1} \, p' \, (\varepsilon - \varepsilon_1),$$

daher ist die beim Niedergange an die Kolben übertragene Arbeit

$$(33) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; \frac{\mathfrak{A} \, O \, s_c}{\varepsilon - \varepsilon_1} \left[p \, log \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} - p' \, (\varepsilon - \varepsilon_1) \right].$$

Beim Auf- und Niedergange zusammen empfangen daher die Kolben die Arbeit

$$\frac{\mathfrak{A} \, O \, s_c}{\varepsilon - \varepsilon_1} \left[p \left(1 + log \, \varepsilon_1 + log \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} \right) - p' \, (\varepsilon_1 + \varepsilon - \varepsilon_1) \right]$$

oder

$$\frac{\mathfrak{A} \, O \, s_c}{\varepsilon - \varepsilon_1} \left[p \, (1 + log \, \varepsilon) - \varepsilon \, p' \right] = \mathfrak{A} \, O \, s_c \frac{\varepsilon}{\varepsilon - \varepsilon_1} (f p - p'),$$

wobei f den Expansionscoëfficienten bedeutet.

Dieser Werth ist gleichzusetzen der auf S. 303 angegebenen zum Pumpenbetriebe erforderlichen Arbeit, man hat also

$$\mathfrak{A} \, O \, s_c \frac{\varepsilon}{\varepsilon - \varepsilon_1} (f p - p') = 1000 \, \lambda \, s \, (\Sigma \, A \, H + A_h \, H_h),$$

setzt man daher $\mathfrak{A} = 10000$ ein, so ergibt sich die grosse Kolbenfläche

$$(34) \quad . \; . \; . \quad O = 0{\cdot}1 \frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{\varepsilon} \, \frac{s}{s_c} \, \frac{\lambda (\Sigma \, A \, H + A_h \, H_h)}{f p - p'}.$$

Für eine doppeltwirkende Woolf'sche oder eincylindrige Maschine wird aber O halb so gross als nach (3), S. 474, mithin wird für die Sims-Kley'sche Maschine die grosse Kolbenfläche

$$\frac{2 \, (\varepsilon - \varepsilon_1)}{\varepsilon} \text{ mal}$$

so gross als für die obigen Maschinen.

Aus (30) ergibt sich die kleine Kolbenfläche

$$(35) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad o = \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon - \varepsilon_1} \, \frac{s_c}{s_2} \, O;$$

um o zu berechnen, müssen ε_1 und s_2 angenommen werden. Von diesen Grössen ist später die Rede.

Anfangsdruck. Der Anfangsdruck ist beim Niedergange gleich

$$(36) \quad \ldots\ldots \quad 10000\, O \left(\frac{p}{\varepsilon_1} - p'\right),$$

beim Aufgange gleich

$$(37) \quad \ldots\ldots \quad 10000\, o\, (p - p').$$

Schwungmasse für den Niedergang. Der Dampfdruck wird in der Regel beim Niedergange ungleichförmiger als beim Aufgange, es ist mithin die Schwungmasse für die erstere Bewegung auszumitteln. Zur Bestimmung des Gesammtgewichtes P der bewegten Massen dient die Formel (6), worin V die gestattete Maximalgeschwindigkeit und $\mathfrak{D}_1$ den bei Gleichheit zwischen Druck und Widerstand eintretenden Maximalwerth der Differenz $\mathfrak{D}$ zwischen producirter und consumirter Arbeit bedeuten.

Während des Niederganges erfüllt der expandirende Dampf den kleinen Cylinder stets ganz, den grossen nur ober dem Kolben. Nach einem Weg x des grossen Kolbens ist daher der Expansionsgrad gleich

$$\frac{O x + o s_2}{o s_2} = \frac{O x}{o s_2} + 1$$

oder wegen (30) gleich

$$(38) \quad \ldots\ldots \quad \frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} \frac{x}{s_c} + 1;$$

die Anfangsspannung dieses Dampfes ist $\frac{p}{\varepsilon_1}$, sein Anfangsvolum gleich

$$o s_2 = \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon - \varepsilon_1} O s_c,$$

das Product beider Werthe gleich

$$\frac{O s_c p}{\varepsilon - \varepsilon_1},$$

mithin wird die während des Kolbenlaufes x producirte Arbeit

$$\frac{\mathfrak{A}\, O s_c p}{\varepsilon - \varepsilon_1} \log \left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} \frac{x}{s_c} + 1\right).$$

Die consumirte Arbeit ist das Product aus dem mittleren Widerstande und dem Wege x; ersterer aber ergibt sich, indem man die Gesammtarbeit (32) des Dampfes durch s_c dividirt; mithin wird die consumirte Arbeit gleich

$$\frac{\mathfrak{A}\, O s_c p}{\varepsilon - \varepsilon_1} \frac{x}{s_c} \log \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1}$$

und folglich die Differenz

$$(39)\quad .\ \mathfrak{D} = \frac{\mathfrak{A}\, O s_c p}{\varepsilon - \varepsilon_1}\left[log\left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{\varepsilon_1}\,\frac{x}{s_c} + 1\right) - \frac{x}{s_c}\, log\,\frac{\varepsilon}{\varepsilon_1}\right].$$

Nach dem Wege x des grossen Kolbens ist die Spannung ober demselben gleich der anfänglichen $\frac{p}{\varepsilon_1}$, getheilt durch den Expansionsgrad (38), daher der Druck auf den Kolben gleich

$$\frac{\mathfrak{A}\, O p}{\varepsilon_1\left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{\varepsilon_1}\,\frac{x}{s_c} + 1\right)},$$

der mittlere Druck oder Widerstand ergibt sich aus (32) gleich

$$\frac{\mathfrak{A}\, O p}{\varepsilon - \varepsilon_1}\, log\,\frac{\varepsilon}{\varepsilon_1};$$

setzt man beide Werthe gleich und bezeichnet den Werth, den x dabei erhält, mit x_1, so folgt

$$(40)\quad \ldots\ldots\quad \frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{\varepsilon_1}\,\frac{x_1}{s_c} + 1 = \frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{\varepsilon_1\, log\,\frac{\varepsilon}{\varepsilon_1}},$$

oder wenn man

$$(41)\quad \ldots\ldots\ldots\quad \varphi_1 = \frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{\varepsilon_1\, log\,\frac{\varepsilon}{\varepsilon_1}} \text{ setzt,}$$

$$(42)\quad \ldots\ldots\ldots\quad \frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{\varepsilon_1}\,\frac{x_1}{s_c} + 1 = \varphi_1.$$

Ferner ergibt sich aus (40)

$$(43)\quad .\ .\quad \frac{x_1}{s_c}\, log\,\frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} = 1 - \frac{\varepsilon_1\, log\,\frac{\varepsilon}{\varepsilon_1}}{\varepsilon - \varepsilon_1} = 1 - \frac{1}{\varphi_1}.$$

Für $x = x_1$ wird nun $\mathfrak{D}$ zum Maximum $\mathfrak{D}_1$; setzt man also in (39) x_1 und $\mathfrak{D}_1$ statt x und $\mathfrak{D}$ und führt die Werthe (42) und (43) ein, so ergibt sich

$$\mathfrak{D}_1 = \frac{\mathfrak{A}\, O\, s_c p}{\varepsilon - \varepsilon_1}\left(log\,\varphi_1 + \frac{1}{\varphi_1} - 1\right),$$

und endlich erhält man durch Substitution in (6) das Gewicht der erforderlichen Schwungmassen

$$(44) \quad . \quad . \quad P = \frac{20000\, g\, O\, s_c\, p}{(\varepsilon - \varepsilon_1)\, V^2} \left(log\, \varphi_1 + \frac{1}{\varphi_1} - 1 \right),$$

worin φ_1 durch (42) gegeben ist.

Ueberwucht. Bei Ermittlung der Gestängeüberwucht nach S. 317 kommt die Masse des Wassers in den Pumpensteigröhren zu berücksichtigen. Ist $\Sigma A H$ die Summe der Producte aus Kolbenflächen und Förderhöhen der Druckpumpen, $\gamma = 1000$ Kil. das Gewicht eines Kubikmeters Wasser, m das Verhältniss zwischen dem Mönchkolben- und dem Steigröhrenquerschnitt, so ist das Gewicht des beim Niedergange bewegten Wassers annähernd

$$\frac{\gamma \Sigma A H}{m},$$

und die Geschwindigkeit, welche dasselbe bei der Maximalgeschwindigkeit V des Gestänges besitzt, gleich $m V$, mithin dessen lebendige Kraft

$$\frac{\gamma \Sigma A H}{m} \frac{m^2 V^2}{2 g} = \gamma m \Sigma A H . \frac{V^2}{2 g};$$

das Wasser spielt also in Bezug auf Regulirung der Geschwindigkeit dieselbe Rolle, wie eine Vermehrung des Gestänggewichtes um $\gamma m \Sigma A H$, statt (31), S. 317, ergibt sich

$$P = G + G_1 + G_2 \left(\frac{s_g}{s} \right)^2 + G_n + \gamma m \Sigma A H,$$

die sonstigen auf die Gestängaxe reducirten Massen werden um $\gamma m \Sigma A H$ kleiner. Es folgt wegen (32), S. 317,

$$P = G + G_1 + G_1 \frac{s_g}{s} + G_n + \gamma m \Sigma A H,$$

$$(45) \quad . \quad . \quad . \quad G_1 = \frac{s}{s + s_g} (P - G - G_n - \gamma m \Sigma A H).$$

Wirksames Gestänggewicht. Da im Allgemeinen beim Auf- und Niedergange nicht die gleiche Arbeit entwickelt wird, ergibt sich das wirksame Gestänggewicht G anders, und zwar grösser als für eine eigentlich doppeltwirkende Maschine. Bei stärkerer Expansion sind aber ohnedies grössere Schwungmassen nothwendig, so dass die Vermehrung des Gestänggewichtes keine Erhöhung des Gesammtgewichtes bedingt.

Man kann nun, um G zu ermitteln, wie bei Gestängen für gleichen Druck beim Auf- und Niedergange (S. 171) annehmen, dass die Nebenhindernisse der Pumpen beim Niedergange um 0·05 $(W_a + W_n)$ grösser seien als beim Aufgange, und weiters, wenn der mittlere Dampfdruck

beim Auf- und Niedergange nicht stark verschieden ist, die sonstigen Nebenhindernisse bei beiden Bewegungen als gleich voraussetzen. Die gesammten Nebenhindernisse, d. i. der Unterschied zwischen der bewegenden Kraft und dem reinen Widerstande, sollen also beim Niedergange um 0·05 $(W_a + W_n)$ grösser sein als beim Aufgange. Bezeichnet man mit D_a und D_n den mittleren wirksamen Dampfdruck beim Auf- und Niedergange und ist $\mathfrak{M}$ die von der Maschine herrührende Belastung, so drückt sich die obige Annahme durch folgende Gleichung aus:

$$D_n + G + \mathfrak{M} - W_n = D_a - G - \mathfrak{M} - W_a + 0{\cdot}05\,(W_a + W_n),$$

und hieraus erhält man

$$2\,G = D_a - D_n + 1{\cdot}05\,W_n - 0{\cdot}95\,W_a - 2\,\mathfrak{M},$$

$$(46)\quad . \quad . \quad G = \frac{1}{2}\left(\frac{21\,W_n - 19\,W_a}{20} + D_a - D_n\right) - \mathfrak{M};$$

für $D_a = D_n$ ergibt sich hieraus die S. 171 entwickelte Formel (56) für Gestänge, welche beim Auf- und Niedergange den gleichen Druck empfangen. Die Werthe D_a und D_n erhält man aber, indem man die Ausdrücke (31) und (33) durch s_c dividirt; hiermit folgt

$$(47)\quad . \quad D_a - D_n = \frac{10000\,O}{\varepsilon - \varepsilon_1}\left[p\left(1 - log\,\frac{\varepsilon}{\varepsilon_1{}^2} + p'\,(\varepsilon - 2\,\varepsilon_1)\right)\right].$$

Schwungmassen für den Aufgang. Man muss noch untersuchen, ob der aus (44) erhaltene Werth P auch für den Aufgang ausreicht. Bei dieser Bewegung verhält sich die Maschine wie eine eincylindrige, einfachwirkende mit der Kolbenfläche o, dem Hube s_2 und dem Expansionsgrad ε_1; es ergibt sich daher aus (30), S. 316

$$P = 20000\,g\,\frac{o\,p\,s_2}{\varepsilon_1\,V^2}\,log\,\frac{\varepsilon_1}{1 + log\,\varepsilon_1}$$

oder wegen (30)

$$(48)\quad . \quad . \quad . \quad . \quad P = \frac{20000\,g\,O\,s_c\,p}{(\varepsilon - \varepsilon_1)\,V^2}\,log\,\frac{\varepsilon_1}{1 + log\,\varepsilon_1}.$$

Expansionsgrad im kleinen Cylinder und Hub des kleinen Kolbens. Man kann den Expansionsgrad ε_1 dadurch bestimmen, dass der Anfangsdruck beim Auf- und Niedergange gleich gross sein soll, wodurch dieser Druck offenbar den geringsten Werth erhält. Es sollen also die Ausdrücke (36) und (37) gleich sein; hiermit ergibt sich

$$O\left(\frac{p}{\varepsilon_1} - p'\right) = o\,(p - p'),$$

oder, da es sich um ganz genaue Einhaltung dieser Bedingung nicht handelt,

$$O\,\frac{p}{\varepsilon_1} = o\,p,$$

$$\varepsilon_1 = \frac{O}{o}.$$

Setzt man hierin den aus (30) folgenden Werth des Verhältnisses der Cylinderflächen O und o, so erhält man

$$\varepsilon_1 = \frac{s_2}{s_c} \frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{\varepsilon_1},$$

$$\varepsilon_1^2 + \varepsilon_1 \frac{s_2}{s_c} - \varepsilon \frac{s_2}{s_c} = 0,$$

$$\varepsilon_1 = -\frac{1}{2} \frac{s_2}{s_c} + \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{s_2}{s_c}\right)^2 + \varepsilon \frac{s_2}{s_c}},$$

$$(49) \quad \ldots \quad \varepsilon_1 = \frac{1}{2} \frac{s_2}{s_c} \left(\sqrt{1 + 4 \varepsilon \frac{s_c}{s_2}} - 1\right).$$

Die kleine Kolbenfläche wird sodann

$$(50) \quad \ldots \quad o = \frac{O}{\varepsilon_1}.$$

Der Werth (36) und (34) zeigt, dass der Anfangsdruck beim Niedergange, daher nach obiger Annahme auch der Anfangsdruck beim Aufgange abnimmt, wenn ε_1 wächst. Ebenso lässt sich aus (44) nachweisen, dass die Schwungmasse P kleiner wird, wenn ε_1 innerhalb der überhaupt anwendbaren Grenzen zunimmt. Endlich wächst nach (49) ε_1 mit s_2. Es ist daher sowohl zur Verminderung des Anfangsdruckes als der für den Niedergang erforderlichen Schwungmassen vortheilhaft, den Hub des kleinen Kolbens s_2 möglichst gross zu nehmen; am vollständigsten ist dies bei ober einander stehenden Cylindern erreicht, wo $s_2 = s_c$ wird. Anderseits wächst aber nach (48) mit ε_1 die wegen des Aufganges benöthigte Schwungmasse; will man diese herabsetzen und einen grösseren Anfangsdruck zulassen, so nimmt man ε_1 kleiner als nach (49).

Gang der Berechnung. Die Bezeichnungen sind auf S. 473 und 322 angegeben; m bedeutet das Verhältniss des Querschnittes der Mönchkolben zu dem der Steigröhren. Nachdem man die Grössen ε_1 und s_2 nach den obigen Andeutungen gewählt hat, berechnet man O und o aus (34) und (35), eventuell nach (50), dann $D_a - D_n$ nach (47) und das wirksame Gestänggewicht G nach (46), wobei $\mathfrak{M}$ ähnlich wie auf S. 318 zu ermitteln ist.

Hierauf berechnet man φ_1 nach (41) und die Schwungmasse P erst aus (44), dann aus (48). Ist der aus (48) erhaltene Werth kleiner als der um $\gamma\, m\, \Sigma\, A\, H$ verminderte Werth (44), so behält man den letzteren bei und bestimmt G_1 aus (45), wobei sich G_n analog wie auf S. 318 ergibt, nur dass die Wassermasse der Hubpumpe ausser Betracht kommt,

weil es sich hier um den Niedergang handelt. Endlich findet man G_2 aus der Gleichung

$$G_2 = G_1 \frac{s}{s_g}.$$

Im entgegengesetzten Falle behält man für P den Werth (48) bei, ermittelt G_1 aus (45), worin nun das Glied $\gamma\, m\, \Sigma A\, H$ wegfällt, dafür unter G_n die Wassermasse der Hubpumpe einzubeziehen ist, da der Werth (48) von P sich auf den Aufgang bezieht; endlich ergibt sich G_2 wie oben.

Der Anfangsdruck beim Auf- und Niedergange ist durch (37) und (36) gegeben.

Beispiel: In dem S. 489 behandelten Falle ergeben sich für eine doppeltwirkende Woolf'sche Maschine die Kolbenflächen, der Anfangsdruck und die Schwungmasse halb so gross als für die einfachwirkende, mithin

$$O = 2{\cdot}806,\ o = 2{\cdot}20,\ P = 63000,\ Q = 68800,$$

wobei $\varepsilon_1 = 1{\cdot}54$ ist.

Für die Sims-Kley'sche Maschine wird für gleichen Anfangsdruck beim Auf- und Niedergange, wenn man

$$s_2 = 0{\cdot}5\ s_c$$

setzt, nach (49)

$$\varepsilon_1 = 1{\cdot}35;$$

hiermit ergibt sich nach der zu (34), S. 509, gemachten Bemerkung

$$O = \frac{2\,(5 - 1{\cdot}35)}{5}\ 2{\cdot}806 = 4{\cdot}096 \text{ Quadratmeter},$$

dann nach (50)

$$o = \frac{4{\cdot}096}{1{\cdot}35} = 3{\cdot}034 \text{ Quadratmeter}.$$

Der Anfangsdruck beim Niedergange ist nach (36) gleich 97900, beim Aufgange nach (37) gleich 100100 Kil.; aus (41) und (44) folgt

$$\varphi_1 = 2{\cdot}065,\ P = 121000 \text{ Kil}.$$

In dem betrachteten Falle ist

$$\gamma\, \Sigma A\, H = 52100 \text{ Kil.},$$

und sind Mönchkolben- und Steigrohrquerschnitte gleich gross, daher $m = 1$, so entfallen diese 52100 Kil. auf das Wasser in den Steigröhren, es sind daher nur 68900 Kil. feste Lasten nothwendig.

Für den Aufgang ist nach (48) das Gewicht

$$P = 21700 \text{ Kil}.$$

erforderlich, daher der obige Werth von 68900 Kil. beizubehalten ist.

Nach den im Beispiele angenommenen Werthen wird

$$W_a = 6900,\ W_n = 51200;$$

ferner ergibt sich aus (47)

$$D_a - D_n = 4800,$$

daher aus (46) das erforderliche wirksame Gestänggewicht

$$G = 32500 - \mathfrak{M},$$

es wird mithin eine Ueberwucht und ein Gegengewicht nothwendig sein, um die erforderliche Gesammtlast von 68900 Kil. zu erhalten.

Der Anfangsdruck wird also bedeutend, die Schwungmasse etwas grösser als bei der doppeltwirkenden Woolf'schen Maschine; der Grund dieses Resultates ist der kleine Werth von s_2 und ε_1.

Nimmt man dagegen den grössten Werth $s_2 = s$ für ober einander stehende Cylinder, so erhält man in derselben Art wie früher

$$\varepsilon_1 = 1{\cdot}791, \text{ rund } 1{\cdot}8;$$

$$O = 3{\cdot}591, \ o = 1{\cdot}995 \text{ Quadratmeter},$$

den Anfangsdruck beim Auf- und Niedergange gleich 65800 und 57500 Kil., ferner nach (41) und (44)

$$\varphi_1 = 1{\cdot}740, \ P = 63200 \text{ Kil.}$$

Für den Aufgang wird jedoch nach (48)

$$P = 72200 \text{ Kil.},$$

welcher grössere Werth daher beizubehalten ist.

Man hat also nun den Anfangsdruck etwas kleiner, die Schwungmasse nicht viel grösser als bei der doppeltwirkenden Maschine.

Will man die Schwungmasse reduciren und den grösseren Druck hinnehmen, so setze man ε_1 kleiner als nach (49), z. B.

$$\varepsilon_1 = 1{\cdot}5$$

statt $\varepsilon_1 = 1{\cdot}8$. Hiermit wird

$$O = 3{\cdot}928, \ o = 1{\cdot}682,$$

wobei o nach (35) berechnet ist, dann der Anfangsdruck beim Niedergange 83700 und beim Aufgange 55500 Kil., endlich für den Niedergang

$$\varphi_1 = 1{\cdot}938, \ P = 102600;$$

da hiervon 52100 Kil. auf das Wasser entfallen, sind nur 50500 Kil. feste Massen nothwendig. Für den Aufgang ergibt sich,

$$P = 37600,$$

so dass der obige Werth hinreicht. Die Schwungmasse würde am kleinsten ausfallen, wenn der auf beide Arten erhaltene Werth gleich ist; zu dem Zwecke könnte man ε_1 noch etwas kleiner als 1·5 nehmen.

In der folgenden Tabelle sind die erhaltenen Werthe im Vergleich mit denen der doppeltwirkenden Woolf'schen Maschine zusammengestellt; die Schwungmasse ist dabei nach Abschlag des Wassergewichtes eingesetzt.

	Doppeltwirkende Woolf'sche Maschine	Sims-Kley'sche Maschine		
		für $s_c = 2\,s_2$	für $s_2 = s_c$ und	
	$s_c = 2\,s_2$, $\varepsilon_1 = 1{\cdot}54$.	und $\varepsilon_1 = 1{\cdot}35$	$\varepsilon_1 = 1{\cdot}8$	1·5
Grosse Kolbenfläche . . .	2·806	4·096	3·591	3·928
Kleine „ . . .	2·20	3·034	1·995	1·682
Anfangsdruck beim Aufg. .	68800	100100	65800	55500
„ „ Niederg.	68800	97900	57500	83700
Schwungmasse	63000	68900	72200	50500

Man ersieht, dass die letzte Modification und die doppeltwirkende Woolf'sche Maschine sich in Bezug auf Vor- und Nachtheile ziemlich das Gleichgewicht halten; dasselbe gilt bezüglich ihrer Anordnung, und zu Gunsten der Sims-Kley'schen Maschine spricht deren einfachere Steuerung.

Literatur.

Die vorzüglichste Quelle für das Studium der zweicylindrigen Maschinen bilden die Werke von Kley, „die Wasserhebmaschinen des Altenberges" und von Hörmann: „die neuen Wasserhaltungsmaschinen etc.", von welchen das erstere die Beschreibung und vollständige Detailzeichnungen der im Titel angegebenen Maschinen, eine Theorie derselben, Versuchsresultate und Geschichtliches über Wasserhebmaschinen enthält; das Hörmann'sche Werk gibt eine Kritik der verschiedenen Maschinensysteme und die Berechnung, Beschreibung und sehr gute Zeichnungen von einer einfach- und einer doppeltwirkenden Maschine dieses Systems. Burat's Cours d'exploitation des mines enthält auf 1 Tafel die Anordnung der Kley'schen Maschine und auf 5 Tafeln die Anordnung, Zeichnung der Kessel und Ansicht des Gebäudes der Maschine am Schacht Saint-Laurent zu Creusot, welche der Hauptsache nach mit der Kley'schen übereinstimmt, endlich das Quillacq-sche Project einer Maschine mit ober einander stehenden Cylindern. Das Supplement gibt eine Skizze der ebenso angeordneten Quillacq'schen doppeltwirkenden Maschine zu Kladno.

Sims' Dampfmaschinensystem, Dingler's polyt. Journal 1848, 109. Bd., S. 336; Fehringer, über Woolf'sche Maschinen, Zeitschr. des Oesterr. Ing.-Vereines 1865, S. 8; Betriebsresultate mit den Kley'schen Maschinen, Zeitschr. deutscher Ing. 1868, 12. Bd., S. 17; Bemerkungen über zweicylindrige Maschinen von G. Schmidt, Zeitschr. des Oesterr. Ing.-Vereines 1865, 11. Heft; über Woolf'sche Maschinen, Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd., S. 303; Theorie der Sims-Kley'schen Maschinen von Salaba, Zeitschrift des Oesterr. Ing.-Vereines 1871, S. 278, von Illeck ebendas. 1874, 26. Bd., S. 161; über solche Maschinen von Bluhme, Preuss Zeitschrift 1872, 20. Bd., S. 329; über die doppeltwirkende Maschine zu Brandeisl von Pernolet, Annales des mines 1875, 7. Reihe, 8. Bd., S. 202, dann Bull de la soc de l'ind. minérale 1876, 5. Bd., S. 391.

Vorschlag zu einer Dreicylinder-Maschine für Wasserhebung von Althans, Preuss. Zeitschrift 1875, 23. Bd., S. 308.

VII. Rotirende Maschinen.

Die Vortheile des Rotationsprincips wurden in der Einleitung zum Hauptstücke IV auseinandergesetzt. Rotirende Maschinen werden in geringerer und grösserer Dimension beim Abteufen der Schächte und danach, so lange sie dem Bedarf genügen, benützt. Sie erhalten liegende oder stehende Anordnung, die letztere stets dann, wenn sie für grosse Leistung bestimmt sind und ohne Umsetzung arbeiten. Für stabile Wasserhebung kommt bei grösserer Dimension nur die stehende Anordnung zur Verwendung.

Die liegenden, beim Abteufen verwendeten Maschinen dienen häufig zugleich zur Förderung (combinirte Förder- und Wasserhebmaschinen), oder es wird die grosse, zur späteren Förderung bestimmte Maschine schon zu Anfang des Abteufens aufgestellt und zur Wasserhebung benützt, während die geringe beim Abteufen nothwendige Förderung durch eine kleine provisorisch aufgestellte Maschine erfolgt.

Umgekehrt sind rotirende Maschinen für stabile Wasserhebung auch bei den ganz geringen Leistungen, etwa unter 10 bis 15 Pferdekraft am Platze, weil sich dann die Aufstellung einer Kataraktmaschine denn doch nicht rentiren würde.

Allgemeine Einrichtung.

Vorläufig werden hier besonders die liegenden Maschinen ins Auge gefasst. Bei diesen wird durch eine an der Schwungrad- oder Vorlegewelle befindliche Kurbel und Schubstange ein Winkelhebel *b c*, Fig. 853 (Kunstwinkel, Kunstkreuz), in oscillirende Bewegung gesetzt, an dessen horizontalem Arme *c* das Gestänge angehängt ist. Der grösseren Festigkeit wegen ist eine Stange *a* zur Verbindung der Arme des

Kunstwinkels angebracht, wodurch dieser die Form eines Dreiecks erhält.

Erzielung des gleichen Widerstandes beim Auf- und Niedergange. Für eine rotirende Maschine ist die erste Bedingung, dass der Widerstand beim Auf- und Niedergange gleich gross sei. Dies kann auf drei Arten erreicht werden:

1) Nach Fig. 853 wird das Gestänggewicht G halb so gross gemacht als der Widerstand R beim Niedergange. Das Gestänge ist dabei oben abwechselnd einem Zuge und Drucke $= G$ ausgesetzt, und dies ist der Grund, warum diese Anordnung bisher nicht zur Ausführung gekommen sein dürfte. Nach den neueren Erfahrungen über Gestänge für doppeltwirkende Maschinen erscheint allerdings die Besorgniss wegen zu geringer Sicherheit behoben, allein bei dem meist provisorischen Charakter der liegenden rotirenden Maschinen würde es nicht entsprechen, ein kostspieliges, auf starken Druck berechnetes Eisengestänge einzubauen. Für Anlagen, welche nur Hubpumpen enthalten, wäre die Einrichtung nicht verwendbar, weil diese dem Niedergange einen zu geringen Widerstand entgegensetzen.

2) Nach Fig. 854 wird das Gestänge so schwer gemacht, dass es den Widerstand beim Niedergange durch sein Eigengewicht überwindet, also $G = R$ gesetzt, jedoch durch ein Gegengewicht G_2, welches annähernd gleich $\frac{1}{2}$ R ist, circa die Hälfte des Gewichtes ausgeglichen, so viel, dass der Widerstand beim Auf- und Niedergange gleich wird. Das Gestänge ist dabei im obersten Theile nie auf Druck in Anspruch genommen. Für ein Gestänge mit Hubpumpen allein kommt diese Anordnung selten vor. Das Gegengewicht muss dabei gleich dem Gestänggewicht mehr dem halben Wasserdrucke auf die Pumpenkolben, also verhältnissmässig gross gemacht werden; auch wird bei stillstehender Maschine und leeren Pumpen das Gestänge durch das Gegengewicht in höchster Stellung schwebend erhalten, was bei Reparaturen hinderlich sein kann.

3) Nach Fig. 855 wird eine doppelte Reihe von Pumpen aufgestellt und die Kupplung ihrer Gestänge durch ein Stange s ausgeführt; die Gestänge bewegen sich stets nach entgegengesetzten Richtungen, ihre Gewichte gleichen sich aus. Auch hier macht man das Gewicht jedes Gestänges gleich dem ganzen Widerstande, welchen dasselbe beim Niedergange findet; für Hubpumpen nur so gross, als die Zugfestigkeit beim Aufgange erfordert. Diese Einrichtung kommt nicht bedeutend theurer als die vorige, weil das Gegengewicht erspart ist und die Pumpen und Gestänge nur einen halb so grossen Querschnitt erfordern als unter 2);

sie ist insbesondere beim Abteufen von Vortheil, weil man bei der einen Pumpentour das Wasser aus den Röhren ablassen und Reparaturen ausführen kann, während die andere im Betriebe verbleibt. Auch wird dabei continuirlich gesaugt, also das Wasser am vollständigsten zu Sumpf gehalten.

Es war daher diese Einrichtung vorwaltend im Gebrauche. Neuerer Zeit kommen indessen öfters auch stehende Maschinen mit nur einem Gestänge und Rittinger-Pumpen zum Abteufen in Anwendung.

Betrieb der Förderung und Wasserhebung. Eine combinirte Maschine soll die Förderung und Wasserhebung stets nur alternirend, nicht gleichzeitig betreiben. Die zu Ende der Aufzüge bei der Förderung nothwendigen Bewegungen werden durch die Masse des anhängenden Gestänges erschwert und verzögert, und umgekehrt ist bei gleichzeitigem Betriebe der Förderung der Gang der Pumpen ein ungünstiger, weil während der nach jedem Aufzuge eintretenden Stillstände die Wasserverluste andauern.

Anwendung von Condensation und Expansion. Um die Anlagskosten herabzusetzen, werden die liegenden rotirenden Maschinen meist ohne Condensation hergestellt, welche weniger leicht als bei stehender Anordnung anzubringen ist.

Dient die Maschine zur Wasserhebung allein, so kann man dieselbe mit Expansion ausstatten, wodurch allerdings die Herstellungskosten wieder steigen und die Steuerung etwas complicirter wird. Für den Zweck des Abteufens lässt sich mittelst variabler Expansion die Leistung in dem Maasse steigern, als die Schachttiefe zunimmt.

Für geänderte Menge bei constanter Förderhöhe des Wassers kann jedoch die veränderliche Leistung ebenso wenig als bei nichtrotirenden Maschinen durch Variirung des Expansionsgrades erreicht werden, so lange an den Pumpen selbst nichts geändert wird, weil diese dann stets den gleichen Widerstand verursachen, daher auch der mittlere Druck auf den Dampfkolben der gleiche bleiben muss. Um aber den Widerstand der Pumpen selbst der Wassermenge entsprechend zu ändern, hat man nur in speciellen Fällen gut geeignete Mittel (vergl. S. 78). Für Maschinen zur stabilen Wasserhebung ist daher nur in diesen speciellen Fällen variable Expansion am Platze.

Bei combinirten Förder- und Wasserhebmaschinen wird je nach den Brennstoffpreisen variable oder constante Expansion angewendet oder nicht.

Anwendung einer Transmission. Die Verwendung einer Transmission macht die Maschine complicirter und kann Unfälle durch Zahnbrüche verursachen, indem bei der Veränderlichkeit des tangentialen

Widerstandes das getriebene Rad in einzelnen Perioden der Umdrehung zum treibenden wird; die Holzzähne nützen sich ab, wodurch der Spielraum zwischen den Zähnen vergrössert, die Stösse zwischen den letzteren heftiger werden. In Folgen dessen nützen sich die Lagerschalen der Zapfen rascher ab, das Kurbellager und selbst das Fundament unter letzterem kann gelockert werden, wenn es nicht sehr solid hergestellt ist.

Dagegen gewährt die Transmission den Vortheil, dass Kolbengeschwindigkeit und Hub der Dampfmaschine mit den vortheilhaftesten Werthen angenommen werden können. Bei combinirten Maschinen wird die Anordnung durch die Transmission nicht complicirter, weil ohnedies, um auf bequeme Art abwechselnd die Förderung und Wasserhaltung in Gang setzen zu können, abgesonderte Vorgelegewellen für beide Zwecke vorhanden sein müssen.

Zwillingsmaschinen. Die Zwillingsmaschinen haben bekanntlich den Vortheil, ein kleineres Schwungrad zu erfordern und sich leicht und rasch in und ausser Gang setzen zu lassen; dagegen sind sie kostspieliger und geben eine etwas geringere Leistung. Für Maschinen zur Wasserhebung allein ist daher das Zwillingssystem nicht am Platze, da sich ungeachtet des kleineren Schwungrades die Anlage kaum billiger stellen wird als eine solche mit nur einem Cylinder.

Bei combinirten Maschinen ist die grössere Beweglichkeit ohne besonderen Werth für die Periode des Abteufens, während welcher nur eine schwache Förderung stattfindet; das Zwillingssystem erscheint daher nur dann angemessen, wenn die Maschine nach dem Abteufen während des weiteren Betriebes zu einer schwunghaften Förderung benützt werden soll.

Berechnung.

Leistung der Maschine. Im Allgemeinen ist anzunehmen, dass die Maschine eine combinirte Förder- und Wasserhebmaschine und mit Expansion ausgestattet sei. Dieselbe ist dann für die grösste Leistung auf Volldruck, eventuell auf den angenommenen geringsten Expansionsgrad zu berechnen.

Die zum Betriebe der Pumpen nebst Transmission erforderliche Leistung ist

$$\frac{1000\ \Sigma m H}{75\ e} = \frac{40}{3}\ \frac{\Sigma m H}{e} \text{ Pferdekräfte,}$$

worin e den Wirkungsgrad der Pumpen sammt Transmission, $\Sigma m H$ die

Summe der Producte aus den Wassermengen m pr. Secunde in Cubikmetern und den Förderhöhen H der Pumpen in Metern bedeutet.

Die zum Betriebe des Förderapparates nebst zugehöriger Transmission nothwendige Arbeit ist für den Anfang des Aufzuges, wo nebst der Förderlast noch das Seilgewicht zu heben kommt, zu berechnen.

Bei Bestimmung der Dimensionen der Maschine ist nun die grössere von diesen beiden Leistungen, welche in Pferdekräften ausgedrückt mit N bezeichnet werden soll, zu Grunde zu legen. Erfordert die Wasserhebung die grössere Leistung, so wird die Maschine beim Betriebe der Förderung mit stärkerer Expansion, eventuell schwächerer Dampfspannung arbeiten, und umgekehrt

Kolbenfläche. Die Ermittlung der Kolbenfläche O erfolgt in gewöhnlicher Art. Ist p die absolute Admissionsspannung in Atmosphären, f der Spannungscoëfficient, p_1 die Spannung des ausströmenden Dampfes mehr dem in Atmosphären ausgedrückten Widerstande der Luft- und Kaltwasserpumpe, e_1 ein die Reibungswiderstände der Maschine berücksichtigender Coëfficient und c die mittlere Kolbengeschwindigkeit, so hat man

$$\frac{10000\, O\,(fp - p_1)\, c e_1}{75} = N,$$

$$(1) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad O = \frac{0\cdot0075\, N}{e_1\,(fp - p_1)\, c}.$$

Für Maschinen, die zur Wasserhebung allein dienen, erhält N den obigen Werth und wird daher

$$(2) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad O = \frac{0\cdot1\, \Sigma m H}{e e_1\,(fp - p_1)\, c}.$$

Den Dampfverbrauch pr. Secunde in Kilogramm kann man setzen

$$S = 0\cdot032\, O n_1 s_c \sigma \left(\frac{1}{\varepsilon} + 0\cdot05\right) + 0\cdot13\, D \sqrt{fp - p_1},$$

worin s_c den Hub des Dampfkolbens, n_1 die Zahl Doppelhube pr. Minute, σ das specifische Gewicht des Dampfes von der Spannung p und D den Kolbendurchmesser bedeuten.

Transmission. Die Zahl Umgänge n_1 der Schwungradwelle wird

$$(3) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad n_1 = 30\,\frac{c}{s_c},$$

und die Zahl n Doppelhube der Pumpen, wenn s deren Hub und v deren mittlere Geschwindigkeit bedeutet,

(4) $n = 30 \frac{v}{s}$,

daher das Umsetzungsverhältniss

(5) $\frac{n_1}{n} = \frac{s}{s_c} \frac{c}{v}$.

Soll die Maschine ohne Umsetzung arbeiten, so muss $n = n_1$, daher

(6) $\frac{s}{s_c} = \frac{v}{c}$

sein, d. h. die Hubhöhe des Pumpen- und des Dampfkolbens müssen sich wie deren Geschwindigkeiten verhalten. Sind die Arme des Kunstwinkels gleich lang, so wird in diesem Falle $s_c = s$, daher auch $c = v$, die Geschwindigkeit der Kolben gleich gross.

Daten für die Berechnung. In den Formeln (1) und (2) ist zu setzen

$$e = 0{\cdot}65 \text{ bis } 0{\cdot}7,$$

wenn die Anlage nur Hubpumpen, und

$$e = 0{\cdot}7 \text{ bis } 0{\cdot}8,$$

wenn dieselbe nur Druckpumpen enthält. Die kleineren Werthe sind zu nehmen, wenn eine Zwischenwelle vorhanden oder aus sonst einem Grunde, z. B. wegen kleinen Durchmessers der Steigröhren ein geringerer Effect zu erwarten ist.

Ferner hat man *)

$$e_1 = \frac{N + 20}{N + 32{\cdot}5} \text{ für } N = 5 \text{ bis } 45,$$

$$e_1 = \frac{N + 300}{N + 366} \text{ für } N > 45.$$

Die Spannung p_1 ist zu setzen

$p_1 = 1{\cdot}15$ für Maschinen ohne Condensation,
$p_1 = 0{\cdot}354$ „ „ mit „

Die Cylinderspannung kann bei der normalen Geschwindigkeit des Dampfkolbens gleich $\frac{2}{3}$, bei geringer Geschwindigkeit gleich $\frac{3}{4}$ der Kesselspannung angenommen werden.

*) Nach Hrabák's Dampfmaschinenberechnung, 3. Auflage.

Ueber Geschwindigkeit v und Hub s der Pumpen für rotirende Maschinen wurde auf S. 60, 61 und 104 das Nothwendige angegeben.

Für den Coëfficienten f ist nicht der durch (5), S. 305, sondern ein aus Beobachtungen resultirender Werth einzusetzen, der jedoch von dem theoretischen nicht stark differirt. Es ist für Volldruck $f = 0{\cdot}975$, und wenn ε den Expansionsgrad oder richtiger den reciproken Werth des Füllungsgrades bedeutet,

für $\varepsilon =$	$\frac{5}{4}$	$\frac{3}{2}$	2	$\frac{5}{2}$	3	4	5
$f =$	0·954	0·909	0·818	0·741	0·679	0·587	0·523.

Soll eine Zwillingsmaschine zur Anwendung kommen, so hat man in allen Formeln 0·5 N statt N zu setzen.

Noch erscheinen in den Ausdrücken für O und n_1 die Grössen c und s_c, für welche passende Werthe anzunehmen sind.

Hub und Geschwindigkeit des Dampfkolbens. Die Wahl dieser Grössen hängt zum Theile davon ab, ob die Maschine mit oder ohne Transmission arbeiten soll.

Bei Maschinen mit Transmission sind für c die gewöhnlichen Werthe anzunehmen, und zwar etwa

für $N =$	5	10	20	40	100	200
„ $c =$	1	1·1	1·2	1·4	1·6	1·8^{m},

desgleichen ist der Kolbenlauf s_c ungefähr gleich dem doppelten Cylinderdurchmesser zu setzen. Fällt dabei das Umsetzungsverhältniss zu gross aus — dasselbe sollte nicht über vier steigen —, so lässt sich c kleiner oder s_c grösser nehmen, was allerdings die unten angeführten Nachtheile zur Folge hat.

Für Maschinen ohne Transmission werden, da man den Kunstwinkel-Armen keine stark verschiedene Länge geben kann, Hub und Geschwindigkeit der Pumpen und des Dampfkolbens nahe gleich. Bei Anwendung von nur einem Gestänge zum Abteufen ist, um das Wasser gut zu Sumpf zu halten, eine grössere Hubzahl, daher ein kleiner Hub vortheilhaft. In den anderen Fällen lässt sich, um einen grösseren Hub für die Pumpen zu erhalten, der Hub des Dampfkolbens ohne Nachtheil für den Effect auch auf das Dreifache des Cylinderdurchmessers steigern, doch wird dabei, gleichbleibende Kolbengeschwindigkeit vorausgesetzt, nach (3) die Zahl der Umgänge der Kurbelwelle kleiner, mithin ein grösseres Schwungrad nothwendig.

Die Geschwindigkeit c des Dampfkolbens dagegen muss für Maschinen ohne Umsetzung auf die Hälfte der oben angegebenen Werthe

oder noch weiter herabgesetzt werden; hiermit ist nach (2) eine Vergrösserung der Kolbenfläche O, daher auch der sonstigen Dimensionen, die Längen ausgenommen, ferner nach (3) wieder eine Verminderung der Umgangszahl, folglich Erhöhung des Schwungradgewichtes, also eine kostspieligere Anlage und nebstdem ein grösserer Dampfverlust durch die Kolbenliederung verbunden. Diese Nachtheile muss man eben mit in Kauf nehmen, wenn man die in sonstiger Beziehung vortheilhaftere Anordnung ohne Transmission verwenden will.

Ein Beispiel über die Berechnung einer rotirenden Maschine folgt bei der Theorie der Schwungräder.

Theile der Dampfmaschine.

Steuerung. Für combinirte Maschinen ist wegen der wechselnden Drehung der Treibkörbe eine Umsteuerung erforderlich, wozu die verschiedenen, bei gewöhnlichen Fördermaschinen verwendeten Mechanismen benützt werden können. Bei grossen Dimensionen und geringer Hubzahl ist mit Vortheil eine Ventilsteuerung anzuordnen.

Bei Maschinen ohne Transmission kommen zuweilen getrennte Schieber an beiden Cylinderenden vor. Der schädliche Raum und der Schieberlauf werden dabei kleiner und für die Wasserhebung tritt der weitere Vortheil hinzu, dass man abgesonderte Admissionsapparate für beide Schieberkästen anbringen und daher, wenn der Widerstand beim Hin- und Rücklaufe des Kolbens, z. B. durch Aussergangsetzung einzelner Pumpen ungleich wird, auch die Admission für beide Bewegungen verschieden stellen kann.

Maschinen, welche zur Wasserhebung allein dienen, werden meistens mit einer Vorrichtung versehen, um beim Anlassen von Hand steuern zu können. Eine solche Vorrichtung zeigt Fig. 846. Die gekröpfte Excenterstange *e* liegt frei auf dem Zapfen *z*, der mittelst Hebel die Bewegung an den oben auf dem Dampfcylinder liegenden Schieber *s* überträgt. Durch Aufsteigen auf den Tritt *t* wird die Excenterstange gehoben, und es kann der Schieber von Hand mittelst des Hebels *h* bewegt werden.

Einen anderen sehr gebräuchlichen Apparat zeigt die Skizze Fig. 848. In einem Schlitze ist an der gleichfalls gekröpften Excenterstange *e*, welche wieder mittelst eines zweiarmigen Hebels die Bewegung an den Schieber *s* überträgt, der Hebel *a* drehbar befestigt; durch Bewegung desselben in der Richtung des Pfeiles wird die Excenterstange ausgehoben, sodann ein Drahtring aufgesteckt, der die Enden von *a* und *e* zusammenhält und der Schieber mittelst des Hebels *h* bewegt.

Der Zapfen *z* gleitet dabei zwischen der Schiene *n* und der Excenterstange hin und her.

Noch ein dritter Apparat ist durch Fig. 847 dargestellt. Darin ist *e* die Excenter- und *t* die Schieberstange, welche an zwei an entgegengesetzten Seiten des Hebels *a* befestigten Zapfen angreifen. An der Welle des Hebels *a* ist ein Quadrant *q* aufgekeilt oder mit *a* aus einem Stücke gegossen, und der Handhebel *h* lose aufgeschoben, welcher mit der bekannten Vorrichtung zum Feststellen an *q* versehen, durch ein Gelenk *g* mit der Excenterstange verbunden und erforderlichen Falles mit einem Gegengewichte *n* versehen ist, um das selbstthätige Abheben der Excenterstange zu verhüten. Beim gewöhnlichen Gange verbleibt der Hebel *h* fast ganz in Ruhe, der Quadrant *q* bewegt sich auf und nieder. Drückt man den Hebel *h* herab und stellt ihn an dem Einschnitte *l* des Quadranten fest, so wird die Excenterstange durch *g* ausgehoben, und es kann mittelst des Hebels *h* von Hand gesteuert werden, indem *q* und *a* die Bewegung von *h* an *t* überträgt.

Sonstige Theile. Diese sind wie bei anderen rotirenden Maschinen ausgeführt. Die Transmission betreffend, so hängt die absolute Grösse der Räder zum Theil von der Anordnung der Maschine ab, weil diese die Entfernung der Wellen bestimmt. Das kleine Zahnrad soll nicht weniger als 0·5 bis 0·7^{m} Durchmesser, je nach der Stärke der Maschine, erhalten.

Bei Maschinen ohne Transmission und mit nur einem Gestänge befindet sich dieses während des Stillstandes in der Endstellung, mithin die Kurbel am todten Punkte. Das Gleiche kann auch vorkommen, wenn die Pumpen leer sind und die Gestänge ein etwas verschiedenes Gewicht besitzen u. s. w.

Man muss daher das Schwungrad von Hand bewegen können, und es werden zu diesem Zwecke am Umfange des Schwungringes eine Anzahl Oeffnungen angebracht, in welche ein Hebel eingesetzt wird, um das Rad zu drehen. Bei den Maschinen von Hoppe ist ein Schaltwerk angeordnet, dessen Klinke durch Hin- und Herbewegung eines Hebels in Thätigkeit gesetzt wird und in die Löcher am Schwungringe eingreift.

Uebrigens kann man bei zwei gekuppelten Gestängen die todte Stellung der Kurbel auch vermeiden, wenn man das Schwungrad einseitig etwas belastet, so dass die Maschine in einer Stellung zur Ruhe gelangt, welche für das folgende Anlassen geeignet ist, wo sich also die Gestänge in mittlerer Höhe befinden.

Schwungrad. Oft findet man bei ausgeführten Wasserhebmaschinen das Schwungradgewicht zu gering bemessen. Bei der Tourenzahl, auf

welche die Maschine berechnet wurde, zeigt diese allerdings einen befriedigenden Gang. Es kommt aber häufig vor, dass die Maschine durch längere Zeit eine bedeutend geringere als die normale Wassermenge zu heben hat, so dass die Umdrehungszahl bis auf $\frac{1}{3}$ oder $\frac{1}{4}$ des normalen Werthes herabsinkt. Der Gang wird dann unregelmässig, die Folge davon sind stärkere Stösse, und die Geschwindigkeit hat eine gewisse untere Grenze, von welcher abwärts die Maschine gar nicht mehr in dauernder Bewegung verbleibt. Es ist daher bei Bemessung des Schwungrades nicht die normale, sondern die kleinste Tourenzahl, bei welcher die Maschine noch in einigermassen gutem Gange erhalten werden soll, ins Auge zu fassen.

Eine genaue Berechnung des Schwungradgewichtes führt allerdings zu complicirten Rechnungen; für das praktische Bedürfniss genügt jedoch der folgende Näherungsweg, welcher verhältnissmässig einfach zum Ziele führt.

Es seien V die mittlere Umfangsgeschwindigkeit des Schwungringes, oder der mittlere Weg des Schwungradumfanges pr. Secunde, V_1 die grösste und V_2 die kleinste Umfangsgeschwindigkeit, so wird — ein hinreichend grosses Schwungrad in Anwendung gedacht — der Unterschied dieser Geschwindigkeiten so gering, dass man annähernd

$$V = \frac{V_1 + V_2}{2}$$

setzen kann. Ferner soll unter dem Gleichförmigkeitsgrad i das Verhältniss der mittleren Geschwindigkeit V zur Differenz der grössten und kleinsten Geschwindigkeit verstanden, also

$$i = \frac{V}{V_1 - V_2} \text{ oder } \frac{V}{i} = V_1 - V_2$$

gesetzt werden. Multiplicirt man diese Gleichung mit der vorigen, so erhält man

$$(7) \quad \frac{V^2}{i} = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2}.$$

Es bewege sich nun die Kurbel an der Schwundradwelle um einen Winkel ω von einer beliebigen Anfangsstellung aus und seien $\mathfrak{E}$ die Arbeit, welche der wirksame Dampf während der Drehung der Kurbel um ω producirt, E die gleichzeitig von allen Widerständen consumirte Wirkung, P das Gewicht des Schwungringes, P_1 das Gewicht der auf die Axe des Gestänges reducirten schwingenden Massen, V_0 die Geschwindigkeit des Schwungringes und v_0 die der schwingenden Massen

P_1, also auch des Gestänges bei der Anfangsstellung der Kurbel, V_x und v_x die Werthe, welche diese Grössen nach der Drehung der Kurbel um ω annehmen, so ist nach dem Principe der lebendigen Kräfte

$$\frac{P V_x^2}{2g} - \frac{P V_0^2}{2g} + \frac{P_1 v_x^2}{2g} - \frac{P_1 v_0^2}{2g} = \mathfrak{E} - E.$$

Hieraus folgt

$$V_x^2 = V_0^2 + \frac{P_1}{P} v_0^2 + \frac{2g}{P}\left(\mathfrak{E} - E - P_1 \frac{v_x^2}{2g}\right),$$

(8) $$V_x^2 = V_0^2 + \frac{P_1}{P} v_0^2 + \frac{2g}{P} M,$$

wenn man

(9) $$M = \mathfrak{E} - E - P_1 \frac{v_x^2}{2g}$$

setzt. Im Beharrungszustande wiederholen sich nun während einzelner Perioden, z. B. während der einfachen oder doppelten Kolbenläufe alle Geschwindigkeitsänderungen; in jeder solchen Periode erreicht V_x seinen absolut grössten und kleinsten Werth V_1 und V_2, und zwar, wie der Ausdruck (8) zeigt, dann, wenn die Grösse M ein absolutes Maximum M_1 und Minimum M_2 wird. Es ergibt sich daher aus (8)

$$V_1^2 = V_0^2 + \frac{P_1}{P} v_0^2 + \frac{2g}{P} M_1,$$

$$V_2^2 = V_0^2 + \frac{P_1}{P} v_0^2 + \frac{2g}{P} M_2,$$

und durch Subtraction dieser Gleichungen folgt

$$V_1^2 - V_2^2 = \frac{2g}{P}(M_1 - M_2)$$

oder wegen (7)

$$\frac{2V^2}{i} = \frac{2g}{P}(M_1 - M_2)$$

(10) $$P = \frac{gi}{V^2}(M_1 - M_2).$$

Bezeichnet R den Halbmesser des Schwungringes und n_1 wie früher die Anzahl doppelter Kolbenläufe, also zugleich die Umgangszahl des Schwungrades, da letzteres stets auf der Welle der Dampfkurbel angebracht wird, so hat man

(11) $$V = \frac{2R\pi n_1}{60};$$

und durch Einsetzung dieses Werthes in (11) folgt

$$P = g\,i\left(\frac{60}{2\,R\pi\,n_1}\right)^2 (M_1 - M_2),$$

und da g sehr nahe gleich π^2 ist,

$$(12) \quad . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ PR^2 = \frac{900\,i}{n_1{}^2}\,(M_1 - M_2).$$

Hat man daher die Differenz $M_1 - M_2$ nach den unten folgenden Regeln ermittelt, so berechnet man aus (12) den Werth PR^2 und wählt danach P und R.

Auch ermittelt man V aus (11), um zu controliren, ob, was bei Wasserhebmaschinen allerdings kaum vorkommen wird, diese Grösse den zulässigen Werth von etwa 20^{m} nicht überschreitet.

Aus P ergibt sich schliesslich der Querschnitt des Schwungringes, dessen specifisches Gewicht gleich 7700 Kil. pr. Cubikmeter anzunehmen ist,

$$(13) \quad . \ . \ . \ . \ . \ q = \frac{P}{2\,R\pi\,.\,7700} = \frac{P}{48300\,R} \text{ Quadratmeter.}$$

Ist die Maschine eine combinirte Förder- und Wasserhebmaschine, so hat man ferner das für den Betrieb der Förderung nothwendige Schwungradgewicht zu berechnen, und wenn sich dasselbe grösser als für die Wasserhebung ergibt, diesen grösseren Werth beizubehalten.

Schwungrad für Maschinen mit Expansion, ohne Umsetzung. Bei diesen ist, sofern der Widerstand beim Auf- und Niedergange gleich gross ist, im Beharrungszustande die Drehung der Kurbel um 180^0 die Periode, innerhalb welcher die Geschwindigkeitsänderungen wiederkehren, weil in jeder solchen Periode sich auch Druck und Widerstand in gleicher Art ändern. Am einfachsten ist es, als Anfangsstellung der Kurbel den todten Punkt anzunehmen, also für den Dampfkolben den Anfang des Hubes.

Um nun den Werth M nach (9) auszudrücken, müssen v_x, $\mathfrak{E}$ und E für Drehung der Kurbel vom todten Punkte aus um den Winkel ω ermittelt werden.

Ist c_x die Kolbengeschwindigkeit, welche der Geschwindigkeit v_x des Gestänges entspricht, so hat man, da die Geschwindigkeiten v_x und c^x sich zu einander wie die mittleren v und c verhalten,

$$v_x = \frac{v}{c}\,c_x.$$

Es sei nun Fig. 896 OK die Stellung der Kurbel, AK die tangentiale Geschwindigkeit des Kurbelzapfens, welche wegen nahe gleichför-

miger Umdrehung gleich $\frac{\pi}{2} c$ gesetzt werden darf, so zerlegt sich AK in eine horizontale und eine verticale Componente, von welcher die erstere nahe gleich c_x wird; man hat daher

$$c_x = \frac{\pi}{2} c \sin \omega,$$

$$v_x = \frac{\pi}{2} v \sin \omega$$

und es wird die in (9) erscheinende lebendige Kraft der schwingenden Massen

$$(14) \quad \ldots\ldots \quad \frac{P_1 v_x^2}{2g} = F \sin \omega^2,$$

worin

$$(15) \quad \ldots \quad F = \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \frac{P_1 v^2}{2g} = 0{\cdot}126\, P_1 v^2.$$

Um ferner die von allen Widerständen consumirte Arbeit E auszudrücken, kann angenommen werden, dass der Gesammtwiderstand während des Kolbenlaufes constant und daher dem mittleren Dampfdruck auf den Kolben gleich sei; ist mithin x der vom Kolben während Drehung der Kurbel um ω zurückgelegte Weg, so hat man, da der mittlere Dampfdruck gleich fp Atm. ist,

$$(16) \quad \ldots\ldots\ldots \quad E = \mathfrak{A}\, O f p x.$$

Ferner ist nach Fig. 896 sehr nahe

$$(17) \quad x = BC = BO - CO = \frac{s_c}{2} - \frac{s_c}{2} \cos \omega = s_c \frac{1 - \cos \omega}{2},$$

welcher Werth, in den Ausdruck (16) substituirt,

$$(18) \quad \ldots\ldots \quad E = \mathfrak{A}\, O f p\, s_c \frac{1 - \cos \omega}{2}$$

ergibt.

Die producirte Arbeit $\mathfrak{E}$ aber erhält einen verschiedenen Werth für die Volldruck- und für die Expansionsperiode, und da in jeder dieser Perioden Maximal- und Minimalwerthe von M auftreten können, muss die Aufsuchung der letzteren für die beiden Perioden abgesondert stattfinden.

1) In der Volldruckperiode ist mit Rücksicht auf (17)

$$\mathfrak{E} = \mathfrak{A}\, O p x = \mathfrak{A}\, O p\, s_c \frac{1 - \cos \omega}{2}.$$

Führt man diesen und die Werthe (14) und (18) in (9) ein, so erhält man

$$(19) \quad . \quad . \quad . \quad M = \mathfrak{A}\, O\, p\, s_c\, (1 - f)\, \frac{1 - cos\, \omega}{2} - F\, sin\, \omega^2.$$

Behufs Ermittlung der Maximal- und Minimalwerthe hat man

$$(20 \quad . \quad \frac{d\, M}{d\, \omega} = \mathfrak{A}\, O\, p\, s_c\, (1 - f)\, \frac{sin\, \omega}{2} - 2\, F\, sin\, \omega\, cos\, \omega = 0.$$

Dieser Gleichung genügt der Werth

$$sin\, \omega = 0,$$

von den beiden entsprechenden Werthen 0 und 180° von ω ist nur der erstere brauchbar, weil sich die Untersuchung nur auf die Volldruckperiode erstreckt. Für $\omega = 0$ aber ergibt sich

$$(21) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad M = 0,$$

als der erste der gesuchten Werthe von M, welcher bei der Anfangsstellung der Kurbel eintritt. Dividirt man ferner die Gleichung (20) durch $sin\, \omega$ und bezeichnet den Werth, den ω nun erhält, mit ω_1, so wird

$$(22) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \frac{\mathfrak{A}\, O\, p\, s_c}{2}\, (1 - f) = 2\, F\, cos\, \omega_1.$$

Substituirt man diesen Ausdruck, sowie $\omega = \omega_1$ in (19), so ergibt sich

$$M = 2\, F\, cos\, \omega_1\, (1 - cos\, \omega_1) - F\, (1 - cos\, \omega_1^2),$$

$$M = F\, (2\, cos\, \omega_1 - cos\, \omega_1{}^2 - 1),$$

$$(23) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad M = -F\, (1 - cos\, \omega_1)^2$$

als zweiter Werth von M, worin nach (22)

$$(24) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad cos\, \omega_1 = (1 - f)\, \frac{\mathfrak{A}\, O\, p\, s_c}{4\, F} = K\, (1 - f)$$

ist, wenn man Kürze halber

$$(25) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad K = \frac{\mathfrak{A}\, O\, p\, s_c}{4\, F}$$

setzt. Der Werth (23) ist jedoch nur brauchbar, wenn sich ω_1 aus (24) kleiner ergibt als der Winkel ω_e, bei welchem Expansion beginnt, oder wenn

$$cos\, \omega_1 > cos\, \omega_e$$

ist. Der Kolbenlauf, nach welchem Expansion beginnt, ist aber $\frac{s_c}{\varepsilon}$; man hat analog zu (17)

$$\frac{s_c}{\varepsilon} = s_c \frac{1 - \cos \omega_e}{2},$$

$$\cos \omega_e = 1 - \frac{2}{\varepsilon},$$

es ist mithin die Bedingung der Anwendbarkeit des Werthes (23) von M, dass

$$\cos \omega_1 > 1 - \frac{2}{\varepsilon}$$

sei. Selbstverständlich wird (23) auch unbrauchbar, wenn $\cos \omega_1 > 1$ ausfällt.

2) Für die Expansionsperiode wird, wenn s_1 den Kolbenlauf bis zur Absperrung bedeutet,

$$\mathfrak{E} = \mathfrak{A}\, O\, p\, s_1 \left(1 + \log \frac{x}{s_1}\right)$$

oder wegen $s_1 = \frac{s_c}{\varepsilon}$ und mit Rücksicht auf (17)

$$\mathfrak{E} = \frac{\mathfrak{A}\, O\, p\, s_c}{\varepsilon} \left(1 + \log \varepsilon \frac{1 - \cos \omega}{2}\right);$$

setzt man wieder diesen und die Werthe (14) und (18) in (9) ein, so ergibt sich

$$(26)\quad M = \frac{\mathfrak{A}\, O\, p\, s_c}{\varepsilon} \left(1 + \log \varepsilon \frac{1 - \cos \omega}{2} - \varepsilon f \frac{1 - \cos \omega}{2}\right) - F \sin \omega^2.$$

Zur Bestimmung der Maximal- oder Minimalwerthe hat man

$$\frac{d\, M}{d\, \omega} = \frac{\mathfrak{A}\, O\, p\, s_c}{\varepsilon} \left(\frac{\sin \omega}{1 - \cos \omega} - \varepsilon f \frac{\sin \omega}{2}\right) - 2\, F \sin \omega \cos \omega = 0.$$

Hieraus folgt wieder

$$\sin \omega = 0,$$

für w ist nur der Werth 180^0 brauchbar, welcher in (26) substituirt,

$$M = \frac{\mathfrak{A}\, O\, p\, s_c}{\varepsilon} (1 + \log \varepsilon - \varepsilon f)$$

oder, da f nahe gleich dem S. 305 angegebenen Werthe

$$f = \frac{1 + \log \varepsilon}{\varepsilon} \text{ ist,}$$

$$M = 0$$

ergibt, wie natürlich; denn da für die Anfangsstellung der Kurbel oder

für $\omega = 0$ die Grösse M gleich Null wurde, muss dasselbe für den Anfang des folgenden Hubes oder für $\omega = 180^0$ eintreten.

Multiplicirt man die durch Differentation entstandene Gleichung mit $\frac{1 - cos\ \omega}{sin\ \omega}$, so folgt

$$(27)\ .\quad \frac{\mathfrak{A}\, O\, p\, s_c}{\varepsilon}\left(1 - \varepsilon f\, \frac{1 - cos\ \omega}{2}\right) = 2\, F\, cos\ \omega\, (1 - cos\ \omega),$$

welcher Ausdruck, in (26) substituirt,

$$M = \frac{\mathfrak{A}\, O\, p\, s_c}{\varepsilon}\, log\ \varepsilon\, \frac{1 - cos\ \omega}{2} + 2\, F\, cos\ \omega\, (1 - cos\ \omega) - F\, sin\ \omega^2$$

ergibt; es ist aber

$$2\, F\, cos\ \omega\, (1 - cos\ \omega) - F\, sin\ \omega^2 = F\, (2\, cos\ \omega - cos\ \omega^2 - 1) =$$
$$= - F\, (1 - cos\ \omega)^2$$

und wird sonach

$$(28)\ .\ .\quad M = \frac{\mathfrak{A}\, O\, p\, s_c}{\varepsilon}\, log\ \varepsilon\, \frac{1 - cos\ \omega}{2} - F\, (1 - cos\ w)^2.$$

Um den Werth von ω selbst zu finden, welcher der Gleichung (27) Genüge leistet, und daher in (28) substituirt, den gesuchten Werth von M liefert, folgt aus (27) unter Berücksichtigung von (25)

$$\frac{2\, K}{\varepsilon}\left(1 - \varepsilon f\, \frac{1 - cos\ \omega}{2}\right) = cos\ \omega\, (1 - cos\ \omega),$$

$$\frac{2\, K}{\varepsilon} - K f + K f\, cos\ \omega = cos\ \omega - cos\ \omega^2,$$

$$cos\ \omega^2 + (K f - 1)\, cos\ \omega + \frac{2\, K}{\varepsilon} - K f = 0$$

$$cos\ \omega = \frac{1}{2}\left[1 - K f \pm \sqrt{(1 - K f)^2 + 4\, K f - \frac{8\, K}{\varepsilon}}\right].$$

Bezeichnet man die zwei Werthe, die hiernach ω erhält, mit ω_2 und ω_3, so wird

$$(29)\ .\quad \left.\begin{matrix} cos\ \omega_2 \\ cos\ \omega_3 \end{matrix}\right\} = \frac{1}{2}\left[1 - K f \pm \sqrt{(1 + K f)^2 - \frac{8\, K}{\varepsilon}}\right].$$

Führt man die erhaltenen Werthe $cos\ w_2$ und $cos\ w_3$ in (28) ein, so erhält man wieder zwei Werthe von M, welche jedoch nur brauchbar sind, wenn ω_2 und ω_3 grösser als ω_e, wenn daher

$$cos\ \omega_2 < 1 - \frac{2}{\varepsilon}\ \text{und}\ cos\ \omega_3 < 1 - \frac{2}{\varepsilon}$$

ist.

Folgendes ist nun der Gang der Rechnung, bei welcher nachstehende Bezeichnungen vorkommen: P_1 das Gewicht der auf die Axe des Gestänges reducirten bewegten Massen, welches einfach dem Gewichte der Gestänge und des in Bewegung befindlichen Wassers gleich gesetzt werden kann, falls die Querschnitte der Kolben und Steigröhren gleich sind; O die Fläche, s_c der Hub und c die Geschwindigkeit des Dampfkolbens, v die des Gestänges, ε der Expansionsgrad, f der S. 524 angegebene Werth, n_1 die Tourenzahl, $\mathfrak{A} = 10000$ Kil.

Man ermittelt zuerst die Hilfsgrössen F und K nach (15) und (25), dann $\cos \omega_1$, $\cos \omega_2$ und $\cos \omega_3$ nach (24) und (29), worin das Zeichen $+$ für $\cos \omega_2$ und $-$ für $\cos \omega_3$ gilt; von diesen Werthen sind nur jene anwendbar, welche zwischen $+1$ und -1 liegen. Sonach erhält man folgende Werthe für M:

1) $M = 0$;

2) wenn $\cos \omega_1 > 1 - \frac{2}{\varepsilon}$ ist,

$$M = - F(1 - \cos \omega_1)^2;$$

3) wenn $\cos \omega_2 < 1 - \frac{2}{\varepsilon}$ ist,

$$M = \frac{\mathfrak{A}\, O\, p\, s_c}{\varepsilon} \log nat\, \varepsilon \frac{1 - \cos \omega_2}{2} - F(1 - \cos \omega_2)^2;$$

4) wenn $\cos \omega_3 < 1 - \frac{2}{\varepsilon}$ ist,

$$M = \frac{\mathfrak{A}\, O\, p\, s_c}{\varepsilon} \log nat\, \varepsilon \frac{1 - \cos \omega_3}{2} - F(1 - \cos \omega_3)^2.$$

Von den erhaltenen Werthen von M ist nun in der Formel (12) der grösste für M_1, der kleinste für M_2 zu setzen, und sodann die Berechnung des Schwungrades nach den zu dieser Formel gegebenen Erläuterungen durchzuführen.

Für einen guten Gang ist ein Gleichförmigkeitsgrad $i = 12$ bis 15 ausreichend; soll aber die Maschine auch bei $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{4}$ der angenommenen Tourenzahl betriebsfähig sein, so muss man i gleich 30 bis 50 annehmen.

Sind zwei gekuppelte Gestänge vorhanden, so ist stets das Wasser in den Hubpumpen des einen und in den Druckpumpen des anderen Gestänges in Bewegung; man hat daher P_1 gleich dem Gewichte beider Gestänge und des Wassers aller zu einem Gestänge gehörigen Pumpen zu setzen. Ist die Geschwindigkeit $v_{,,}$ des Wassers von der des Gestän-

ges v verschieden, so ist das Gewicht des Wassers mit $\left(\frac{v_n}{v}\right)^2$ zu multipliciren.

Ist nur ein Gestänge vorhanden, so hat man die Rechnung für den Auf- und Niedergang durchzuführen und den grösseren der beiden resultirenden Werthe von $M_1 - M_2$ beizubehalten. In diesem Falle ist unter P_1 auch die entsprechend reducirte Masse des Gegengewichtes, und für den Aufgang das Gewicht des Wassers der Hubpumpen, für den Niedergang das der Druckpumpen einzubeziehen.

Beispiel. Es sei eine Wassermenge von 0·04 Cubikmeter pr. Secunde auf 100^m Höhe durch zwei gekuppelte Gestänge zu heben, deren jedes eine Hubpumpe von 30^m und eine Druckpumpe von 70^m Förderhöhe bewegt. Ist

$$v = 0{\cdot}5^m$$

die Kolbengeschwindigkeit, so ergibt sich, abgesehen vom Wasserverluste, der Querschnitt jedes Pumpenkolbens gleich 0·08 Quadratmeter; das ganze Gewicht eines Gestänges sammt anhängenden Theilen sei 6500 Kil. Ist der Durchmesser der Steigröhren gleich dem der Kolben, so fungirt das Wassergewicht

$$1000\ (70 + 30)\ 0{\cdot}08 = 8000 \text{ Kil.}$$

als Schwungmasse, es wird mithin

$$P_1 = 2\ .\ 6500 + 8000 = 21000 \text{ Kil}$$

Die erforderliche Leistung der Dampfmaschine in Pferdekräften wird nach S. 521, da

$$\Sigma m H = 0{\cdot}04\ .\ 30 + 0{\cdot}04\ .\ 70 = 4 \text{ ist,}$$

und wenn man den Wirkungsgrad e der Pumpen sammt Transmission gleich 0·7 setzt,

$$N = \frac{40}{3}\ \frac{4}{0{\cdot}7} = 76, \text{ rund } 80 \text{ Pferdekr.}$$

Behufs Berechnung der Dampfkolbenfläche O aus (1) hat man nach S. 523

$$e_1 = \frac{80 + 300}{80 + 366} = 0{\cdot}852.$$

Die Maschine soll mit doppelter Expansion arbeiten, daher

$$\varepsilon = 2$$

sein, wobei

$$f = 0{\cdot}818$$

zu setzen ist; die absolute Dampfspannung sei

$$p = 4 \text{ Atm.,}$$

und für eine Maschine ohne Condensation hat man

$$p_1 = 1{\cdot}15 \text{ Atm.;}$$

endlich sei die Kolbengeschwindigkeit

$$c = 0{\cdot}6,$$

daher die Kunstwinkel ungleicharmig sein und ihre Armlängen sich wie 5 zu 6 verhalten müssen.

Somit ergibt sich aus (1)

$$O = \frac{0{\cdot}0075 \,.\, 80}{0{\cdot}852\,(0{\cdot}818 \,.\, 4 - 1{\cdot}15)\,0{\cdot}6} = 0{\cdot}553 \text{ Quadratmeter,}$$

der Durchmesser wird dabei, wenn man wegen der Kolbenstange $O = 0{\cdot}57$ setzt, gleich $0{\cdot}85^{\text{m}}$.

Weiters sei der Hub der Pumpen

$$s = 1{\cdot}25^{\text{m}},$$

so ergibt sich nach (6) der Hub des Dampfkolbens

$$s_c = s\,\frac{c}{v} = 1{\cdot}25\,\frac{0{\cdot}6}{0{\cdot}5} = 1{\cdot}5^{\text{m}},$$

endlich die Umgangszahl der Pumpen wie der Dampfmaschine (nach (3)

$$n = n_1 = 30 \,.\, \frac{0{\cdot}6}{1{\cdot}5} = 12.$$

Zur Berechnung des Schwungrades benöthigt man die Werthe

$$P_1 = 21000,\ s = 1{\cdot}25,\ s_c = 1{\cdot}5,\ c = 0{\cdot}6,\ \varepsilon = 2,\ f = 0{\cdot}818,\ \mathfrak{A} = 10000,\ p = 4,$$
$$O = 0{\cdot}553 \text{ und } n_1 = 12.$$

Es ergeben sich aus (15) und (25) die Hilfsgrössen

$$F = 661{\cdot}5,\ K = 12{\cdot}54,$$

dann aus (24)

$$\cos\omega_1 = 2{\cdot}282,$$

welcher Werth unbrauchbar ist. Weiters erhält man aus (29)

$$\cos\omega_2 = \frac{1}{2}\,(-\,9{\cdot}26 + 8{\cdot}74) = -\,0{\cdot}26,$$

$$\cos\omega_3 = \frac{1}{2}\,(-\,9{\cdot}26 - 8{\cdot}74) = -\,9{\cdot}00;$$

von diesen Werthen fällt der zweite weg, der erste ist brauchbar, da derselbe kleiner als

$$\cos\omega_e = 1 - \frac{2}{\varepsilon} = 0$$

ist; derselbe ergibt

$$M = \frac{10000 \,.\, 0{\cdot}553 \,.\, 4 \,.\, 1{\cdot}5}{2}\,\log 2\,\frac{1 + 0{\cdot}26}{2} - 661{\cdot}5\,(1 + 0{\cdot}26)^2 = 2800;$$

ausserdem hat man den Werth

$$M = 0;$$

es ist mithin

$$M_1 = 2800,\ M_2 = 0,$$

und wird nach (12)

$$P R^2 = 17500\,i.$$

Nimmt man den Gleichförmigkeitsgrad $i = 12$, — wobei die Tourenzahl kaum auf die Hälfte wird sinken können, ohne dass die Maschine schlecht arbeitet oder stecken bleibt —, so ergibt sich für $R = 4^{\text{m}}$

$$P = 13100 \text{ Kil.},$$

wegen der kleinen Tourenzahl schon ziemlich gross.

Betrieb von nur einer Pumpentour. Sollen zeitweise nur die an dem einen Gestänge befindlichen Pumpen thätig sein und die des zweiten Gestänges ausgehängt werden, so muss das Schwungradgewicht für

diesen Fall ermittelt, und da sich dasselbe voraussichtlich grösser als für den Betrieb aller Pumpen ergibt, der erhaltene grössere Werth angenommen werden.

Es ist dann der Doppelhub die Periode, in welcher die Geschwindigkeitsänderungen wiederkehren, und kommt die Untersuchung auf diese ganze Periode zu erstrecken.

Für den Aufgang der thätigen Pumpenkolben wird das Gewicht $\mathfrak{P}_1$ der schwingenden Massen gleich dem Gewichte beider Gestänge und des Wassers der thätigen Hubpumpen, für den Niedergang $\mathfrak{P}_2$ gleich dem Gewichte beider Gestänge mehr dem des Wassers der thätigen Druckpumpen. Hiernach ergibt sich die lebendige Kraft der schwingenden Massen, analog zu (14), für den Auf- und Niedergang beziehungsweise gleich $F_1 \sin \omega^2$ und $F_2 \sin \omega^2$, worin

(30) $F_1 = 0{\cdot}126\ \mathfrak{P}_1\ v^2,\ F_2 = 0{\cdot}126\ \mathfrak{P}_2\ v^2$

ist und ω stets den Drehungswinkel der Kurbel vom todten Punkte aus bedeutet.

Es soll ferner angenommen werden, dass die Maschine mit dem gleichen Expansionsgrad wie beim Betrieb aller Pumpen arbeite, so wird eine geringere Dampfspannung $\mathfrak{p}$ statt p erforderlich sein. Bei vollem Betriebe ist die Arbeit der Dampfmaschine gleich N Pferdekräften; da e den Wirkungsgrad der ganzen Arbeitsmaschine bedeutet, so ist die reine Leistung der letzteren $e\,N$ und mithin der Arbeitsverlust durch deren Nebenhindernisse

$$N - e\,N = (1 - e)\,N.$$

Dieser Verlust wird beim Betriebe von nur der Hälfte der Pumpen nahe ungeändert bleiben; die Maschine hat also in diesem Falle die reine Arbeit

$$\frac{e\,N}{2} + (1 - e)\,N = N\left(1 - \frac{e}{2}\right)$$

zu leisten, oder wenn man im Mittel

$$e = 0{\cdot}7$$

setzt, die Arbeit

$$0{\cdot}65\ N.$$

Ferner wird sich auch der Coëfficient e_1 für die Nebenhindernisse der Maschine nicht bedeutend ändern. Ist also nach (1) für den vollen Betrieb

$$O = \frac{0{\cdot}0075\ N}{e_1\,(f p - p_1)\,c},$$

so wird beim Betriebe mit nur einem Gestänge

$$O = \frac{0{\cdot}0075 \,.\, 0{\cdot}65\, N}{e_1\,(f\mathfrak{p} - p_1)\, c};$$

aus beiden Ausdrücken folgt

$$\frac{1}{fp - p_1} = \frac{0{\cdot}65}{f\mathfrak{p} - p_1},$$

$$f\mathfrak{p} - p_1 = 0{\cdot}65\,(fp - p_1),$$

und es ergibt sich die Volldruckspannung

$$(31) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathfrak{p} = 0{\cdot}65\, p + 0{\cdot}35\, \frac{p_1}{f}.$$

Der mittlere Gesammtwiderstand ist $\mathfrak{A}\,O f\mathfrak{p}$, und wenn W_a und W_n den reinen Widerstand beim Auf- und Niedergange oder beziehungsweise den Wasserdruck auf die Kolben der Hub- und der Druckpumpen bedeuten, so ist der mittlere reine Widerstand, auf den Dampfkolben reducirt, gleich

$$\frac{s}{s_c}\,\frac{W_a + W_n}{2};$$

zieht man denselben von $\mathfrak{A}\,O f\mathfrak{p}$ ab, so ergibt sich der ganze mittlere Nebenwiderstand, der für den Auf- und Niedergang als gleich gross betrachtet werden darf. Man erhält daher den ganzen Widerstand beim Aufgange

$$\frac{s}{s_c}\,W_a + \mathfrak{A}\,O f\mathfrak{p} - \frac{s}{s_c}\,\frac{W_a + W_n}{2} = \mathfrak{A}\,O f\mathfrak{p} - \frac{s}{s_c}\,\frac{W_n - W_a}{2} = \\ = \varphi_1\,\mathfrak{A}\,O\,\mathfrak{p}$$

und beim Niedergange

$$\frac{s}{s_c}\,W_n + \mathfrak{A}\,O f\mathfrak{p} - \frac{s}{s_c}\,\frac{W_a + W_n}{2} = \mathfrak{A}\,O f\mathfrak{p} + \frac{s}{s_c}\,\frac{W_n - W_a}{2} = \\ = \varphi_2\,\mathfrak{A}\,O\,\mathfrak{p},$$

worin

$$(32) \;.\; \varphi_1 = f - \frac{s}{s_c}\,\frac{W_n - W_a}{2\,\mathfrak{A}\,O\,\mathfrak{p}}, \quad \varphi_2 = f + \frac{s}{s_c}\,\frac{W_n - W_a}{2\,\mathfrak{A}\,O\,\mathfrak{p}}$$

ist. Analog zu (18) wird nun die consumirte Arbeit beim Auf- und Niedergange E_1 und E_2

$$E_1 = \varphi_1\,\mathfrak{A}\,O\,\mathfrak{p}\,s_c\,\frac{1 - \cos\omega}{2}, \quad E_2 = \varphi_2\,\mathfrak{A}\,O\,\mathfrak{p}\,s_c\,\frac{1 - \cos\omega}{2}.$$

Endlich ergeben sich analog zu (25) die Hilfsgrössen

$$(33) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad K_1 = \frac{\mathfrak{A}\, O\, \mathfrak{p}\, s_c}{4\, F_1}, \quad K_2 = \frac{\mathfrak{A}\, O\, \mathfrak{p}\, s_c}{4\, F_2}$$

Hat man $\mathfrak{P}_1$ und $\mathfrak{P}_2$, F_1 und F_2 nach (30), $\mathfrak{p}$ nach (31), φ_1 und φ_2 nach (32), K_1 und K_2 nach (33) ermittelt, so erhält man die extremen Werthe von M in folgender Art:

1) Für den Aufgang der thätigen Pumpen ergeben sich sowohl für die Volldruck- als für die Expansionsperiode Ausdrücke von derselben Form wie beim normalen Gange, nur ist überall K_1 statt K, F_1 statt F, φ_1 statt f und $\mathfrak{p}$ statt p zu setzen; hiermit können die Werthe M nach S. 534 bestimmt werden. Diesen Werthen ist noch derjenige anzureihen, welcher sich in der Expansionsperiode für $\omega = 180^0$ aus (26) ergibt, und zwar

$$(34) \quad . \quad M = \frac{\mathfrak{A}\, O\, \mathfrak{p}\, s_c}{\varepsilon}\,(1 + log\, \varepsilon - \varepsilon\, \varphi_1) = \mathfrak{A}\, O\, \mathfrak{p}\, s_c\,(f - \varphi_1),$$

während früher, wo f statt φ_1 stand, $M = 0$ erhalten wurde. Indessen ist dieser Werth auch unten für den Niedergang berücksichtigt.

Da der mittlere Dampfdruck gleich $\mathfrak{A}\, O\, f\, \mathfrak{p}$, der mittlere Widerstand $\varphi_1\, \mathfrak{A}\, O\, \mathfrak{p}$ ist, so ist der obige Werth nichts anderes als die Differenz der während des ganzen Kolbenlaufes producirten und consumirten Arbeit, welcher M zu Ende des Kolbenlaufes in der That gleichkommen muss, weil hier die lebendige Kraft der schwingenden Massen gleich Null wird.

2) Für den Niedergang der thätigen Pumpen soll der Drehungswinkel ω wieder von der Stellung der Kurbel an gezählt werden, welche dem Beginne des Niederganges entspricht. Die lebendige Kraft der schwingenden Massen besitzt dabei den Werth

$$F_2\, sin\, \omega^2,$$

der Differenz der producirten und consumirten Wirkung, mithin auch dem Werthe M ist aber die Differenz der während des ganzen Aufganges producirten und consumirten Arbeit zuzuschlagen, welche nach dem Vorigen gleich

$$\mathfrak{A}\, O\, \mathfrak{p}\, s_c\,(f - \varphi_1)$$

wird. Diffenzirt man nun M nach ω, so verschwindet jener Ausdruck, da derselbe nur constante Grössen enthält, und es ergeben sich somit für ω_1, ω_2 und ω_3, dann für die Maximal- und Minimalwerthe von M Ausdrücke der gleichen Form wie früher, in welchen jedoch K_2, F_2, $\mathfrak{p}$ und φ_2 statt K, F, p und f, dann der obige Ausdruck als additionelle Grösse erscheinen. Für die Volldruckperiode führt daher der Werth $sin\, \omega = 0$ oder $\omega = 0$ auf

$$M = \mathfrak{A}\, O\, \mathfrak{p}\, s_c\, (f - \varphi_1)$$

statt auf $M = 0$; in der That wurde auch für das Ende des Aufganges der gleiche Werth gefunden. Für die Expansionsperiode wird bei

$$sin\ \omega = 0 \text{ oder } \omega = 180^0 \text{ nach (26)}$$

$$M = \frac{\mathfrak{A}\, O\, \mathfrak{p}\, s_c}{\varepsilon}\, (1 + log\ \varepsilon - \varepsilon\, \varphi_2) + \mathfrak{A}\, O\, \mathfrak{p}\, s_c\, (f - \varphi_1),$$

$$M = \mathfrak{A}\, O\, \mathfrak{p}\, s_c\, (f - \varphi_2 + f - \varphi_1)$$

und mit Rücksicht auf (32)

$$M = 0,$$

entsprechend dem Umstande, dass zu Ende des Niederganges die Differenz der producirten und consumirten Wirkung, sowie die lebendige Kraft der schwingenden Massen gleich Null wird. Der Werth $M = 0$ wurde übrigens schon beim Aufgange berücksichtigt.

Die Werthe von M ergeben sich daher wieder nach S. 534, dabei ist jedoch überall

K_2 statt K, F_2 statt F, φ_2 statt f, $\mathfrak{p}$ statt p

zu setzen und jedem der erhaltenen Werthe von M die Grösse

$$\mathfrak{A}\, O\, \mathfrak{p}\, s_c\, (f - \varphi_1)$$

hinzu zu addiren.

Da beim Betriebe mit nur einer Pumpentour die Maschine rascher arbeitet, wird der für vollen Betrieb angenommene Werth von i hinreichen, wenn auch die Nebenwiderstände sich anders und der Gang ungleichförmiger als nach der Annahme gestalten.

Beispiel. In demselben Falle wie auf S. 535 hat man

$$\mathfrak{P}_1 = 2 . 6500 + 1000 . 0{\cdot}08 . 30 = 15400,$$

$$\mathfrak{P}_2 = 2 . 6500 + 1000 . 0{\cdot}08 . 70 = 18600,$$

$$F_1 = 0{\cdot}126 . 15400 . \overline{0{\cdot}5}^2 = 485,$$

$$F_2 = 586,$$

$$\mathfrak{p} = 0{\cdot}65 . 4 + 0{\cdot}35\, \frac{1{\cdot}15}{0{\cdot}818} = 3{\cdot}092,$$

$$K_1 = 13{\cdot}22,\ K_2 = 10{\cdot}94;$$

ferner ist

$$W_a = 1000 . 0{\cdot}08 . 30 = 2400,$$

$$W_n = 1000 . 0{\cdot}08 . 70 = 5600,$$

und wird

$$\varphi_1 = 0{\cdot}740,\ \varphi_2 = 0{\cdot}896.$$

Nach der Anleitung S. 534 ergibt sich nun für den Aufgang, indem man überall $K_1 = 13{\cdot}22$ statt K, $F_1 = 485$ statt F, $\varphi_1 = 0{\cdot}740$ statt f setzt, nach (24) und (29)

$$\cos\omega_1 = 3{\cdot}44,\ \cos\omega_2 = -\ 0{\cdot}42,\ \cos\omega_3 = -\ 8{\cdot}34.$$

Der erste und letzte Werth ist unbrauchbar, der zweite ist verwendbar, weil derselbe der Bedingung

$$\cos\omega_2 < 1 - \frac{2}{\varepsilon} \text{ oder } \cos\omega_2 < 0$$

entspricht; mittelst desselben erhält man

$$M = \frac{17100 . 1{\cdot}5}{2} \log nat\, 2 \frac{1 + 0{\cdot}45}{2} -$$

$$- 485\ (1 + 0{\cdot}42)^2 = 3520;$$

nebstdem gilt der Werth

$$M = 0,$$

welcher für $\omega = 0$ eintritt.

Für den Niedergang dagegen wird, indem man $K_2 = 10{\cdot}94$ statt K, $F_2 = 586$ statt F, $\varphi_2 = 0{\cdot}896$ statt f setzt, nach (24) und (29)

$$\cos\omega_1 = 1{\cdot}13,\ \cos\omega_2 = -\ 0{\cdot}136,\ \cos\omega_3 = -\ 8{\cdot}66.$$

Von diesen Werthen ist nur der mittlere, welcher auch der Bedingung $\cos\omega_2 < 0$ entspricht, brauchbar. Unter Berücksichtigung des Zusatzgliedes

$$\mathfrak{A}\ O\, \mathfrak{p}\, s_c\, (f - \varphi_1) = 2000$$

erhält man nun nach S. 534 die Werthe

$$M = 2000;$$

$$M = 880 + 2000 = 2880.$$

Den Cosinusen — 0·42 und — 0·136 entsprechen beziehungsweise die Winkel 114° 50′ und 97° 50′, oder wenn man dieselben beide vom Beginne des Aufganges an zählt, 114° 50′ und 277° 50′; es wird daher

für $\omega = 0$	114° 50′	180°	277° 50′	
$M = 0$	3520	2000	2880.	

Der Werth M erreicht also beim Aufgange sein Maximum 3520, sinkt hierauf bis zum Beginne des Niederganges auf 2000, erreicht sodann sein zweites Maximum 2880 und geht endlich bis zu Ende des Niederganges wieder auf Null herab. Man hat

$$M_1 = 3520,\ M_2 = 0,\ M_1 - M_2 = 3520,$$

daher nach (12) wegen $n_1 = 12$ und $i = 12$

$$P R^2 = 22000\, i,$$

während sich dieser Werth beim Betriebe beider Pumpentouren gleich 17500 i ergab.

Schwungrad für Maschinen ohne Expansion und ohne Umsetzung. Bei solchen Maschinen ist die producirte Arbeit $\mathfrak{E}$ constant gleich der von allen Widerständen consumirten E, es wird daher nach (9) und (14)

$$M = -\ F \sin\omega^2.$$

Dieser Ausdruck wird am grössten für $\omega = 0$ und am kleinsten für $\omega = 90^0$; die kleinste Geschwindigkeit des Schwungringes tritt in der Mitte, die grösste zu Anfang des Hubes ein. Es ergibt sich daher

$$M_1 = 0,\ M_2 = -F,\ M_1 - M_2 = F,$$

und wird mithin nach (12)

$$PR^2 = \frac{900\,i}{n_1{}^2} F,$$

oder wenn man den Werth (15) von F und (4) von $n_1 = n$ einführt,

$$PR^2 = 900\,i \left(\frac{s}{30\,v}\right)^2 . 0{\cdot}126\ P_1\,v^2$$

$$(35) \quad \ldots\ldots\ldots \quad PR^2 = 0{\cdot}126\,i\,P_1\,s^2.$$

Der Gleichförmigkeitsgrad wäre hier grösser als bei einer Expansionsmaschine anzunehmen, weil die Ungenauigkeit der Voraussetzung, dass der Widerstand constant sei, hier von grösserem Einflusse ist. Ist nur ein Gestänge vorhanden, so hat man die Rechnung für den Auf- und Niedergang durchzuführen, wobei die Werthe von P_1 sich nach S. 534 ergeben.

Beispiel. Im vorigen Beispiele S. 535 war $N = 80$, $e_1 = 0{\cdot}852$, $p = 4$, $p_1 = 1{\cdot}15$, $c = 0{\cdot}6$; soll nun die Maschine mit Volldruck arbeiten, so ist nach S. 524 $f = 0{\cdot}975$ zu setzen und es wird daher nach (1), S. 522, die Kolbenfläche

$$O = 0{\cdot}427 \text{ Quadratmeter.}$$

Ferner war $P_1 = 21000$ Kil. und der Hub s des Gestänges gleich $1{\cdot}25^m$, daher wird nach (35)

$$PR^2 = 0{\cdot}126 . 21000 . \overline{1{\cdot}25}^2 . i = 4130\,i,$$

weniger als ¼ des bei doppelter Expansion erforderlichen Werthes 18100 i.

Für den Betrieb mit nur einer Pumpentour sollen blos die Resultate der wie auf S. 529 und 536 durchgeführten Theorie, die sich hier entsprechend einfacher gestaltet, gegeben werden.

Man berechnet zuerst den reinen Pumpenwiderstand W_a und W_n beim Auf- und Niedergange, das Gewicht der schwingenden Massen $\mathfrak{P}_1$ und $\mathfrak{P}_2$ für diese beiden Bewegungen, sodann F_1 und F_2 nach (30), endlich die Werthe

$$\cos\omega_1 = \frac{W_n - W_a}{8\,F_1}\,s,\quad \cos\omega_2 = -\frac{W_n - W_a}{8\,F_2}\,s;$$

sodann erhält man als extreme Werthe von M für den Aufgang

$$M = 0 \text{ für } \omega = 0,$$

$$M = - F_1 (1 - \cos \omega_1)^2 \text{ für } \omega = \omega_1 ;$$

für den Niedergang

$$M = \frac{W_n - W_a}{2} s \text{ für } \omega = 0 ,$$

$$M = - F_2 (1 - \cos \omega_2)^2 + \frac{W_n - W_a}{2} s \text{ für } \omega = \omega_2 .$$

Von den erhaltenen Werthen ist der grösste für M_1, der kleinste für M_2 in (12), S. 529, einzuführen, um das Schwungradgewicht P zu erhalten.

Beispiel. In dem bisher stets angenommenen Falle war $s = 1 \cdot 25$,

$$\mathfrak{P}_1 = 15400, \mathfrak{P}_2 = 18600,$$

$$F_1 = 485, F_2 = 586,$$

$$W_n = 5600, \; W_a = 2400.$$

Nun erhält man

$$\cos \omega_1 = 1 \cdot 031, \; \cos \omega_2 = - 0 \cdot 853;$$

der letztere Werth ist brauchbar, es ergeben sich daher für M die Werthe

$$M = 0 \text{ für } \omega = 0 \text{ beim Aufgange;}$$

$$M = \frac{5600 - 2400}{2} 1 \cdot 25 = 2000 \text{ für } \omega = 0 \text{ und}$$

$$M = - 586 (1 - 0 \cdot 853)^2 + 2000 = - 10 \text{ für}$$

$$\omega = \omega_2 = 148^0 \; 30' \text{ beim Niedergange.}$$

Es wird somit

$$M_1 = 2000, \; M_2 = - 10, \; M_1 - M_2 = 2010,$$

und nach (12)

$$P R^2 = 12600 \, i,$$

ungefähr dreimal so gross als bei vollem Betriebe, wo dieser Werth gleich 4130 i war.

Schwungrad für Maschinen mit Umsetzung. Bei solchen Maschinen ist die Periode, nach welcher producirte und consumirte Arbeit gleich werden und innerhalb welcher alle Geschwindigkeitsänderungen wiederkehren, eine grössere als für Maschinen ohne Umsetzung, und zwar umfasst diese Periode im Allgemeinen diejenige ganze Zahl Kolbenläufe der Maschine, welche der kleinsten ganzen Zahl Hube eines Gestänges entspricht. Ist z. B. das Umsetzungsverhältniss gleich 2·5 oder $^5/_2$, so umfasst die erwähnte Periode fünf einfache Hube der Maschine oder zwei einfache Hube, d. i. einen Auf- und Niedergang des Gestänges.

Ist der Widerstand beim Auf- und Niedergange ungleich, wie beim Betriebe von nur einem Theil der Pumpen, so sind in der ausgesproche-

nen Regel Doppel- statt einfache Hube des Gestänges zu substituiren, und würden im angeführten Beispiele die gleichen Geschwindigkeiten ebenfalls nach fünf einfachen Huben der Maschine wiederkehren, da diese einem Doppelhube des Gestänges entsprechen.

Die Untersuchung muss sich daher auf die ganze erwähnte Periode erstrecken, wobei jedoch für das Umsetzungsverhältniss, wenn dasselbe complicirter ist, ein einfacherer Näherungswerth angenommen werden darf. Wäre z. B. dieses Verhältniss gleich $\frac{22}{34}$, so dürfte als Näherungswerth $\frac{22}{33} = \frac{2}{3}$ betrachtet werden.

Es handelt sich um Bestimmung der Maximal- und Minimalwerthe der Grösse

$$M = \mathfrak{E} - E - L,$$

worin $\mathfrak{E}$ die producirte, E die consumirte Arbeit und L die lebendige Kraft der schwingenden Massen in irgend einem Momente bedeuten. Diese Bestimmung führt auf so complicirte Rechnungen, dass der Versuchsweg angezeigter erscheint.

Man berechnet daher zuerst $\mathfrak{E}$ für Werthe von ω, die um eine beliebige Grösse α, z. B. um 10, 15 oder 20 Grade wachsen, also für

$$\omega = \alpha,\ 2\alpha,\ 3\alpha \ldots$$

Addirt man zu den erhaltenen Grössen den zuletzt, für $\omega = 180^0$ erhaltenen Werth von $\mathfrak{E}$, so ergibt sich dadurch die Reihe der Werthe von $\mathfrak{E}$ für den zweiten Kolbenlauf, durch abermalige Addition der gleichen Grösse erhält man die einzelnen $\mathfrak{E}$ für den dritten Kolbenlauf u. s. w.

Hierauf führt man die Berechnung der entsprechenden Werthe von E durch, jedoch, da bei $\frac{n_1}{n}$ facher Umsetzung einem Drehungswinkel α der Dampfkurbel ein Drehungswinkel

$$o = \frac{n}{n_1} \alpha$$

der Gestängkurbel entspricht, für die Werthe

$$o = \frac{n}{n_1} \alpha,\ 2 \frac{n}{n_1} \alpha,\ 3 \frac{n}{n_1} \alpha \ldots$$

Addirt man wieder zu den erhaltenen Werthen den zuletzt für $o = 180^0$ erhaltenen, so ergibt sich die Reihe der Werthe von E für den zweiten Lauf des Gestänges u. s. w. Ist der Widerstand beim Auf- und Nieder-

gange ungleich, so muss E für diese beiden Bewegungen abgesondert ermittelt werden; den nach der Formel erhaltenen Werthen für den ersten Niedergang ist der für $o = 180^0$ erhaltene Schlusswerth des Aufganges zuzufügen. Addirt man zu allen bisher erhaltenen Grössen den Schlusswerth des Niederganges, so ergeben sich dadurch die E für den zweiten Doppelhub des Gestänges u. s. w.

Endlich wird die Reihe der Werthe von L ebenfalls für von Null bis 180^0 um je $\frac{n}{n_1}\alpha$ steigende Werthe der Drehungswinkels o der Gestängkurbel ermittelt, bei ungleichem Widerstande des Auf- und Niederganges abgesondert für diese beiden Bewegungen. Diese Werthe bleiben die gleichen für alle einfachen, beziehungsweise doppelten Hube des Gestänges, weil die lebendige Kraft sich für die einzelnen Hube nicht summirt, sondern zu Ende eines jeden derselben wieder gleich Null wird.

Zieht man nun der Reihe nach die Summen $E + L$ von $\mathfrak{E}$ ab, so ergeben sich die Werthe von M, deren grösster und kleinster beziehungsweise für M_1 und M_2 in (12) einzusetzen sind.

Hierbei ist jedoch vorausgesetzt, dass die Bewegung der Dampfsowohl als der Gebläsekurbel vom todten Punkte aus erfolge, dass also beide Kurbeln sich gleichzeitig im todten Punkte befinden. Aus gewissen Gründen kann jedoch eine andere relative Stellung zweckmässiger sein; man kann z. B. verlangen, dass nach Fig. 892 bei der tiefsten Lage des einen Gestänges, wobei die Gestängkurbel K sich im todten Punkte befindet, die Dampfkurbel K_1 um einen Winkel ω_0 vom todten Punkte abstehe, damit das Anlassen bei dieser Stellung leicht von Statten gehe. Es wird sich dadurch voraussichtlich das Rechnungsresultat nicht bedeutend ändern — um so weniger, je stärker die Umsetzung ist —, doch kann man, wenn man will, auch diesen Umstand berücksichtigen, indem man als Beginn der Periode der Geschwindigkeitsänderungen, wo M gleich Null sein soll, die in Fig. 892 gezeichnete Stellung ansieht. Man hat daher den ersten Werth von $E + L$ von demjenigen von $\mathfrak{E}$ abzuziehen, welcher dem Winkel $\omega = \omega_0 + \alpha$ entspricht, den zweiten Werth von $E + L$ von dem nächstfolgenden von $\mathfrak{E}$ u. s. w. Schliesslich wäre, um M zu erhalten, durchgehends noch die Arbeit $\mathfrak{E}_0$ in Abschlag zu bringen, welche dem Drehungswinkel ω_0 der Dampfkurbel entspricht; weil aber dadurch der Werth der Differenz $M_1 - M_2$ nicht geändert wird, kann diese Subtraction auch unterbleiben. Die Grössen $\mathfrak{E}$ müssen dabei für die früher angegebene Zahl Hube und noch für die weiteren Drehungswinkel der Kurbel von 0 bis ω_0 Graden ermittelt werden.

In ähnlicher Art, wie früher, ergeben sich nun die folgenden Formeln für E, L und $\mathfrak{E}$:

1) Die lebendige Kraft L ist

$$(36) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad L = 0{\cdot}126\, P_1 v^2 \sin o^2;$$

die Werthe von L sind für $o = 90$ bis 180^0 dieselben, wie für $o = 0$ bis 90^0, nur in umgekehrter Ordnung auf einander folgend.

Ist nur ein Gestänge mit Gegengewicht vorhanden, oder soll nur eine von den zwei Pumpentouren betrieben werden, so muss L für den Auf- und Niedergang abgesondert berechnet werden; wegen der dabei für P_1 einzusetzenden Werthe, s. S. 535, beziehungsweise 537.

2) Die Berechnung der consumirten Arbeit E ist aus dem auf die Gestängaxe reducirten mittleren Dampfdruck und Widerstand abzuleiten. Es ist daher der Hub s des Gestänges und der Drehungswinkel o der Gestängkurbel statt s_c und ω einzuführen, ferner, bei n_1 Umdrehungen der Dampf- und n der Gebläsekurbel, der Dampfdruck mit $\frac{n_1}{n} \frac{s_c}{s}$ multiplicirt, der Widerstand W_a und W_n aber ungeändert einzusetzen. Hiermit erhält man

a) für vollen Betrieb

$$(37) \quad . \; . \; . \; . \; . \quad E = \frac{n_1}{n}\, \mathfrak{A}\, O f p\, s_c\, \frac{1 - \cos o}{2},$$

für Maschinen ohne Expansion ist $f = 1$ zu setzen.

b) Für den Betrieb mit nur einer von zwei Pumpentouren hat man für eine Expansionsmaschine

$$(38) \quad . \; . \; . \; . \; . \quad \mathfrak{p} = 0{\cdot}65\, p + 0{\cdot}35\, \frac{p_1}{f},$$

$$(39) \quad . \; . \; . \; . \; . \quad \varphi_1 = \frac{n_1}{n} \frac{s_c}{s} f - \frac{W_n - W_a}{2 \mathfrak{A} O \mathfrak{p}},$$

$$(40) \quad . \; . \; . \; . \; . \quad \varphi_2 = \frac{n_1}{n} \frac{s_c}{s} f + \frac{W_n - W_a}{2 \mathfrak{A} O \mathfrak{p}},$$

dann die consumirte Arbeit beim Aufgange der thätigen Pumpen

$$(41) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad E_1 = \varphi_1\, \mathfrak{A}\, O \mathfrak{p}\, s\, \frac{1 - \cos o}{2}$$

und beim Niedergange

$$(42) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad E_2 = q_2\, \mathfrak{A}\, O\, \mathfrak{p}\, s\, \frac{1 - cos\, o}{2};$$

bei einer Maschine ohne Expansion ist wieder $f = 1$ zu setzen.

3) Die producirte Arbeit ergibt sich für die Volldruckperiode

$$(43) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathfrak{E} = \mathfrak{A}\, O\, p\, s_c\, \frac{1 - cos\, \omega}{2},$$

für die Expansionsperiode

$$\mathfrak{E} = \frac{\mathfrak{A}\, O\, p\, s_c}{\varepsilon} \left(1 + log\, \varepsilon\, \frac{1 - cos\, \omega}{2}\right),$$

oder

$$(44) \quad . \quad . \quad \mathfrak{E} = \frac{\mathfrak{A}\, O\, p\, s_c}{\varepsilon} \left(\varepsilon\, f - log\ nat\, \frac{2}{1 - cos\, \omega}\right);$$

für eine Maschine ohne Expansion ist nur die erstere Formel zu verwenden. Beim Betriebe nur einer von zwei Pumpentouren hat man statt p denselben Werth $\mathfrak{p}$ einzuführen, der bei der Berechnung von E zur Anwendung kam.

Sollen keine Unregelmässigkeiten in den Werthen von M vorkommen, so wäre für f statt des S. 524 angegebenen der theoretische Werth

$$f = \frac{1 + log\ nat\ \varepsilon}{\varepsilon}$$

einzuführen, da auch die Formel (44) einer analogen Annahme entsprungen ist; doch ergibt sich dabei das Endresultat nicht wesentlich anders.

Folgende Tabelle, welche die einem gegebenen Winkel y entsprechenden Werthe

$$sin\ y^2,\ \frac{1 - cos\, y}{2} \text{ und } log\ nat\ \frac{2}{1 - cos\, y}$$

enthält, erleichtert die Berechnung. Man wähle die Winkel o derart, dass sowohl diese Winkel selbst als auch die Winkel $\omega = \frac{n_1}{n}\, o$ in der Tabelle zu finden seien. Ist dies nicht möglich, so kann man schätzungsweise interpoliren.

y Grade	$sin\, y^2$	$\frac{1 - cos\, y}{2}$	$log\, nat \frac{2}{1 - cos\, y}$	y Grade	$sin\, y^2$	$\frac{1 - cos\, y}{2}$	$log\, nat \frac{2}{1 - cos\, y}$
0	0	0		92·5	0·998	0·522	0·651
2·5	0·002	0·000		95	0·992	0·544	0·609
5	0·008	0·002		97·5	0·983	0·565	0·571
7·5	0·017	0·004		100	0·970	0·587	0·534
10	0·030	0·008		102·5	0·953	0·608	0·498
12·5	0·047	0·012		105	0·933	0·629	0·465
15	0·067	0·017		107·5	0·910	0·650	0·431
17·5	0·091	0·023		110	0·884	0·671	0·400
20	0·117	0·030		112·5	0·854	0·691	0·369
22·5	0·147	0·038		115	0·821	0·711	0·342
25	0·179	0·047		117·5	0·787	0·731	0·313
27·5	0·213	0·056		120	0·750	0·750	0·288
30	0·250	0·067		122·5	0·711	0·769	0·262
32·5	0·288	0·078		125	0·671	0·787	0·240
35	0·329	0·090		127·5	0·629	0·804	0·217
37·5	0·371	0·103		130	0·587	0·821	0·197
40	0·413	0·117		132·5	0·543	0·838	0·177
42·5	0·457	0·131		135	0·500	0·854	0·158
45	0·500	0·146		137·5	0·457	0·869	0·140
47·5	0·543	0·162		140	0·413	0·883	0·124
50	0·587	0·179	1·723	142·5	0·371	0·897	0·108
52·5	0·629	0·196	1·629	145	0·329	0·910	0·094
55	0·671	0·213	1·547	147·5	0·288	0·922	0·082
57·5	0·711	0·231	1·567	150	0·250	0·933	0·069
60	0·750	0·250	1·387	152·5	0·213	0·944	0·058
62·5	0·787	0·269	1·313	155	0·179	0·953	0·048
65	0·821	0·289	1·242	157·5	0·147	0·962	0·039
67·5	0·854	0·309	1·175	160	0·117	0·970	0·031
70	0·884	0·329	1·112	162·5	0·091	0·977	0·023
72·5	0·910	0·350	1·050	165	0·067	0·983	0·017
75	0·933	0·371	0·992	167·5	0·047	0·988	0·012
77·5	0·953	0·392	0·936	170	0·030	0·992	0·008
80	0·970	0·413	0·884	172·5	0·017	0·996	0·004
82·5	0·983	0·435	0·832	175	0·008	0·998	0·002
85	0·992	0·456	0·785	177·5	0·002	0·999	0·001
87·5	0·998	0·478	0·738	180	0	1	0
90	1	0·500	0·694				

Beispiel. In dem Beispiele auf S. 535 war das Gewicht der schwingenden Masse

$$P_1 = 21000 \text{ Kil.},$$

die Geschwindigkeit der Gestänge

$$v = 0{\cdot}5^m,$$

der Expansionsgrad $\varepsilon = 2$ und

$$f = 0{\cdot}818.$$

Die Kolbengeschwindigkeit soll 1·5 des früheren Werthes betragen, also

$$c = 0{\cdot}9^m$$

sein, so ergibt sich die Kolbenfläche O nur gleich $\frac{2}{3}$ des früheren Werthes 0·553 oder

$$O = 0{\cdot}369.$$

Dagegen soll der Kolbenhub s_c, sowie der Hub s der Gestänge unverändert bleiben, mithin

$$s_c = 1{\cdot}5,\ s = 1{\cdot}25$$

sein. Hiermit wird

$$n = 12,\ n_1 = 18$$

und das erforderliche Umsetzungsverhältniss

$$\frac{n_1}{n} = 1{\cdot}5 = \frac{3}{2},$$

die Werthe von M müssen daher für 3 halbe Umdrehungen der Dampf- und 2 halbe Umdrehungen der Gestängkurbel ermittelt werden; soll bei Stellung der letzteren im todten Punkte die Dampfkurbel um $\omega_0 = 45^0$ vom todten Punkte entfernt sein, so muss die producirte Arbeit $\mathfrak{E}$ noch für weitere 45^0 Drehung der Dampfkurbel berechnet werden. — Da einer halben Umdrehung der Vorgelegewelle $^3/_4$ Umdrehungen der Schwungradwelle entsprechen, so wird die Dampfkurbel bei jeder Endstellung der Gestänge um 45^0 vom todten Punkte entfernt sein.

Wählt man nun die Werthe von o um je 10^0 steigend, so sind die Winkel ω um je

$$1{\cdot}5 . 10 = 15^0$$

steigend anzunehmen.

Die lebendige Kraft L ergibt sich nach (36)

$$L = 0{\cdot}126 . 21000 . \overline{0{\cdot}5}^2 \sin o^2 = 661 \sin o^2,$$

und man erhält nun für $o = 10$, 20, 30 Grade u. s. w. mit Hilfe der Tabelle die Werthe von L für die erste und zweite halbe Umdrehung der Reihe nach gleich

20, 80, 160, 270, 390, 500, 580, 640, 660, 640, 580, 500, 390, 270, 160, 80, 20, 0,
20, 80, 160, 270, 390, 500, 580, 640, 660, 640, 580, 500, 390, 270, 160, 80, 20, 0.

Die consumirte Arbeit ergibt sich nach (37)

$$E = 27160 \frac{1 - \cos o}{2}.$$

Berechnet man diesen Werth mit Hilfe der Tabelle für

$$o = 10, 20 \,.\,.\, 180 \text{ Grade},$$

so ergeben sich die Werthe von L für den ersten Gestängehub, und indem man denselben den für $o = 180^0$ erhaltenen Schlusswerth 27160 hinzuaddirt, für den zweiten Hub; somit wird E gleich

220, 820, 1820, 3180, 4860, 6790, 8940, 11220, 13580, 15940, 18220, 20370, 22300, 23980, 25340, 26350, 26940, 27160, 27380, 27980, 28980, 30340, 32020, 33950, 36100, 38380, 40740, 43100, 45380, 47530, 49460, 51140, 52500, 53510, 54100, 54320.

Die producirte Arbeit 𝔈 endlich wird nach (43) für die Volldruckperiode oder, wegen der zweifachen Expansion, bis $\omega = 90^0$

$$𝔈 = 22140 \frac{1 - cos\ \omega}{2}$$

und für die Expansionsperiode nach (44)

$$𝔈 = 11070 \left(1{\cdot}636 - log\ nat \frac{2}{1 - cos\ \omega}\right);$$

dieselbe ist für $o = 15, 30, 45 .. 180^0$ zu ermitteln, sodann, um 𝔈 für den zweiten Kolbenschub zu erhalten, allen berechneten Werthen der für $\omega = 180^0$ erhaltene Schlusswerth 11070.1·636 = 18110 hinzuzufügen; wiederholt man diese Addition von 18110, so ergibt sich 𝔈 für den dritten Hub u. s. w. Hiermit werden die Werthe von 𝔈 gleich

380, 1480, 3230, 5540, 8210, 11070, 12960, 14920, 16360, 17350, 17920, 18110, 18490, 19590, 21340, 23650, 26320, 29180, 31070, 33030, 34470, 35460, 36030, 36220, 36600, 37700, 39450, 41760, 44430, 47290, 49180, 51140, 52580, 53570, 54140, 54330; 54710, 55810, 57560.

Die letzten drei Werthe gelten für $\omega = 15$, 30 und 45^0, beim vierten einfachen Kolbenlauf.

Man hat nun die Summe der Werthe E und L von den Werthen 𝔈 abzuziehen, als den ersten von diesen aber denjenigen anzusehen, der sich für

$$\omega = \omega_0 + 15^0 = 45 + 15 = 60^0$$

ergab, also 𝔈 = 5540. Man erhält auf diese Art

$$5540 - (20 + 220) = 5300$$
$$8210 - (80 + 820) = 7310$$
$$11070 - (160 + 1820) = 9090$$

und die ganze Reihe dieser Grössen wird

5300, 7310, 9090, 9510, 9670, 9070, 7830, 6060, 3870, 1910, 790, 470, 960, 2070, 3680, 4640, 6070, 7310, 8060, 7970, 7080, 5990, 5290, 5000, 5080, 5410, 5890, 5440, 5180, 4550, 3720, 2730, 1670, 1120, 1690, 3240.

Von allen wäre der Werth 3230, welchen 𝔈 für $\omega = \omega_0 = 45^0$ erhält, abzuziehen, um die Grössen M zu erhalten. Nach dem Gesagten ist jedoch diese Operation nicht nothwendig. Die grösste der obigen Zahlen ist 9670, die kleinste 470, daher wird

$$M_1 - M_2 = 9670 - 470 = 9200.$$

Setzt man statt dessen

$$M_1 - M_2 = 9500,$$

so wird dadurch der Fehler ausgeglichen sein, dass nicht der genaue, sondern nur ein genäherter Maximal- und Minimalwerth ermittelt wurden. Es ergibt sich nun aus (12)

$$PR^2 = \frac{900}{18^2}\, 9500\, i = 26400\, i,$$

mithin grösser als für die Maschine ohne Umsetzung, bei welcher dieser Werth auf S. 536 gleich 17500 i erhalten wurde. —

Stehen die Dampf- und die Gebläsekurbel gleichzeitig im todten Punkte, so hat man die Summen $E + L$ von den Werthen von $\mathfrak{E}$, vom ersten angefangen, abzuziehen; die drei letzten Werthe von $\mathfrak{E}$ werden dann nicht gebraucht. Man erhält dabei

$$M_1 - M_2 = 5330 - (-4660) = 9990,$$

oder wenn man wieder 300 zuschlägt,

$$M_1 = M_2 = 10290 \text{ und } PR^2 = 28600\, i$$

noch grösser als früher.

Verbindung der Maschine mit dem Gestänge.

Gewöhnliche Anordnung. Fig. 890 und 891 zeigen die gewöhnliche Anordnung der Verbindung zwischen Maschine und Gestänge. Von der Kurbel einer Vorgelegewelle oder direct von der Dampfkolbenstange werden mittelst Schubstange *s* die Kunstwinkel k k_1 und von diesen mittelst Lenkstangen l l_1 die Gestänge g g_1 bewegt. Die Kupplungsstange *v* heisst auch Korbstange.

Die Zapfenlager der Kunstwinkel ruhen auf Balken *a* und diese auf Schwellen und einem Grundmauerwerk. Zuweilen verbindet man je zwei von den Hölzern *a* zu einem einzigen quer über den Schacht gelegten Balken, wodurch die Fundirung an Solidität gewinnt, jedoch die Schachtmündung etwas verengt wird.

Soll der die letztere umgebende Raum ganz frei gehalten werden, so legt man den Tagkranz des Schachtes höher als die Sohle des Maschinenraumes und die Stange *s* in einen Kanal, welcher überdeckt wird.

Kommt die Maschine weiter vom Schachte entfernt aufzustellen, so wird die Stange *s* aus zwei Theilen zusammengesetzt, welche durch einen mittelst einer Schwinge gestützten Drehzapfen verbunden sind. Die Länge der Schwinge ist so gross als die des verticalen Kunstwinkel-Armes. Je mehr jedoch Drehzapfen vorhanden sind, desto mehr todter Gang und desto mehr Stösse ergeben sich in Folge Ausreibung der Zapfenlager.

Eine solide Fundirung der Kunstwinkel ist in unmittelbarer Nähe des Schachtes nicht immer leicht auszuführen; es kommt besonders beim Abteufen vor, dass durch die Entwässerung des Grundes dieser sich setzt.

Krummzapfen-Welle. Bei Maschinen mit Umsetzung wird die Schubstange *s*, Fig. 890, durch eine Vorgelegewelle bewegt, welche die Anordnung Fig. 868 oder 869 besitzt, indem die Schubstange sich entweder an die am freien Wellenende befindliche Kurbel *k*, Fig. 869, anschliesst, während das Transmissionsrad *z* an beliebiger anderer Stelle der Welle befestigt wird; diese ist dann als Transmissionswelle und unter Berücksichtigung des von *z* und *k* ausgeübten Druckes zu berechnen.

Oder es wird nach Fig. 868 der Kurbelzapfen k direct in einen Arm des Transmissionsrades eingesetzt. In diesem Falle ist die Welle als freitragende zu construiren; es wirkt nach Fig. 876 am Kurbelzapfen in nahe horizontaler Richtung, abwechselnd als Zug oder als Druck, der Gesammtwiderstand W der Pumpen nebst Gestängen, am Umfange des Rades z der Druck W_1 der Zähne des Getriebes. Beide Kräfte gehen über an die Axe und erzeugen eine Resultirende

$$D = \sqrt{W^2 + W_1^2}.$$

Der Widerstand W kann als constant angesehen werden und zerlegt sich in eine tangentiale und eine radiale Componente, von welchen die erstere mit dem Zahndrucke W_1 im Gleichgewichte steht, und am grössten, gleich W wird, wenn die Kurbel vertical steht, wie man sich leicht überzeugt; dabei wird auch W_1 am grössten. Bezeichnet r die Kurbellänge, R den Halbmesser des grossen Zahnrades, so ergibt sich

$$W_1 R = W r, \quad W_1 = W \frac{r}{R},$$

daher

$$D = W \sqrt{1 + \frac{r^2}{R^2}}.$$

Die Grösse W ist gleich dem bei ungleicharmigem Kunstwinkel entsprechend zu reducirenden Wasserdruck auf die Hubpumpenkolben des einen und auf die Druckpumpenkolben des anderen Gestänges, getheilt durch den Wirkungsgrad e der Arbeitsmaschine.

Sind ferner b, Fig. 868, der Abstand des Mittels des Kurbelzapfens von dem des nächststehenden Lagers, a der Abstand der beiden Lagermittel, so wird der Druck auf den Zapfen bei L_1

$$D_1 = D \frac{b}{a}.$$

Bei der Berechnung ist, da die Welle stark in Anspruch genommen wird, wie öfters vorgekommene Brüche beweisen, grosse Sicherheit anzuwenden, also der Festigkeitscoëfficient für Schmiedeisen nur etwa gleich 4,000000 Kil. pr. Quadratmeter zu setzen. Der Druck D ist als in der Entfernung b, Fig. 868, vom Mittel des Zapfens L wirkend anzunehmen.

Die fertige Welle besitzt die Form Fig. 867; am freien Ende z ist das Zahnrad aufgekeilt, die Zapfen L und L_1 laufen in Lagern und die Welle verjüngt sich von einem gegen das andere Ende.

Verbindungsstangen. Die Stangen $l\, l_1$, Fig. 890, sind auf gleiche Stärke mit den sich anschliessenden Gestängen zu berechnen; sie bestehen nur dann aus Holz, wenn auch das Gestänge ein hölzernes ist.

Die Stange *s* unterliegt abwechselnd dem oben mit *W* bezeichneten Druck und Zug. Die Stange *v* überträgt bei Bewegung in der Richtung des Pfeiles einen Druck gleich der Spannung im obersten Querschnitt des aufgehenden Gestänges, also gleich dem ganzen Gestänggewicht mehr dem Wasserdruck auf die Hubpumpenkolben, getheilt durch *e*; auf diesen Druck ist die Stange *v* zu berechnen, da sie bei der umgekehrten Bewegung nur durch die Differenz zwischen dem Gestänggewicht und dem Wasserdruck auf die Mönchkolben in Anspruch genommen wird. Bei Bestimmung der Dimensionen von *s* und *v* ist auf die Biegung durch Druck und durch das Eigengewicht zu reflectiren; die Stangen werden meistens aus Holz angefertigt und ihr Querschnitt rechteckig geformt, mit von der Mitte gegen die Enden abnehmender Höhe.

Bei bedeutender Länge werden *s* und *v* als linsenförmige Balken hergestellt, bei grossem Druck besonders verstärkt. Bei der Přibramer Fahrkunst sind dieselben röhrenförmig aus Blech gefertigt, der Durchmesser nimmt gegen die Enden zu ab.

Der Anschluss an die Zapfen wird entweder nur durch Kappeisen vermittelt, oder besser durch förmliche Schubstangenköpfe mit Lagerschalen. Diese können auf die in Fig. 567 angegebene Art hergestellt werden; eine einfachere Construction zeigt Fig. 895. An der Holzstange *s* sind beiderseits Eisenschienen *t* befestigt, zwischen diese ist das guss- oder schmiedeiserne, mit Schalen versehene Lager gelegt, welches durch einen Keil angezogen wird. Am anderen Ende kann man beiderseits vom Lager Keile durch die Schienen *t* stecken und den inneren davon zum Nachziehen einrichten, so dass sich die Lagerschalen stets in Berührung mit den Zapfen und die Entfernung der letzteren unverändert erhalten lassen.

Die Eisenschienen *t* werden meistens nach der ganzen Länge der Holzstangen fortgesetzt und dienen dann zur Verstärkung und zur Uebertragung des Zuges.

Zur Verbindung der Lenkstange mit einem Rundgestänge aus Eisen dient ein auf letzteres aufgeschraubter oder mittelst eines quer durchgesteckten Keiles befestigter Muff mit horizontalen Zapfen, an welche sich die gegabelte Lenkstange anschliesst; auf die verlängerten Zapfen können Gleitstücke behufs der Führung aufgesteckt werden. Den Anschluss an ein Holzgestänge zeigt Fig. 877 (vergl. „Führung"), wobei der Schubstangenkopf nach Fig. 895 geformt werden kann. Die Verbindung mit dem beweglichen Steigrohre einer Rittinger-Pumpe wurde auf S. 273 beschrieben.

Berechnung der Kunstwinkel. Die Armlänge der Kunstwinkel wird meist gleich $^5/_4$ des Hubes genommen.

Ist W_1, Fig. 882, die Spannung im obersten Gestängquerschnitt, welche der Spannung der Stange *v* gleichkommt, so zerlegt sich W_1 in zwei Componenten, den Druck *D* im Kunstwinkelarm *c* und den Zug *Z* in der Verbindungsstange *a*. Da die Endpunkte der letzteren meist gleich weit von der Axe des Kunstwinkels abstehen, wird

$$Z^2 = 2\,W_1^2,$$

$$Z = 1{\cdot}4\,W_1 \text{ und}$$

$$D = W_1.$$

Wegen des Gleichgewichtes ruft ferner die Spannung der Stange *a* am oberen Zapfen des Kunstwinkels eine Horizontalkraft W_1 hervor, und es ist der Druck im verticalen Kunstwinkelarm *b* die Resultirende aus *Z* und W_1, daher gleich

$$\sqrt{Z^2 - W_1^2} = \sqrt{2\,W_1^2 - W_1^2} = W_1$$

wie im horizontalen Arm.

Die Stangen *a* sind daher auf den Zug $1{\cdot}4\,W_1$, die Kunstwinkelarme auf den Druck W_1 zu berechnen; es ist dabei entsprechende Sicherheit anzuwenden, da bei den Endstellungen der Kunstwinkel der Druck in den Armen bis auf das 1·3 fache des Werthes W_1 steigt.*)

Sind die Kunstwinkelarme, wie später angegeben, abgesondert hergestellt und ist einer derselben nur lose auf der Welle aufgesteckt, so erleiden die Arme nur einen Druck und sind daher mit Rücksicht auf rückwirkende und auf Stauchungsfestigkeit zu berechnen. Bestehen beide Arme aus einem Stück, so kann durch Dehnung der Verbindungsstangen eine Biegungsspannung in denselben entstehen; will man diesen Umstand berücksichtigen, so berechne man die Arme auf Bruch, wobei jedoch die Spannung etwa gleich $\frac{2}{3}$ der Elasticitätsgrenze, also gleich 5 Kil. pr. Quadratmillimeter für Gusseisen genommen werden darf.

Fehlt die Verbindungsstange, so sind die Arme nur auf Bruch beansprucht und müssen in dieser Richtung mit grosser Sicherheit berechnet werden; ihre Dimensionen ergeben sich daher auch bedeutend grösser und es ist diese Modification nicht vortheilhaft.

Der Druck auf die Axe ist

$$\sqrt{2\,W_1^2} = 1{\cdot}4\,W_1,$$

und es sind hiernach die Stärke der Axe und ihrer beiden Zapfen in

*) Vergl. die Berechnung der Kunstwinkel für Fahrkünste in des Verfassers „Fördermaschinen", 2. Aufl., S. 506.

der auf S. 432 für Balanciers angegebenen Art zu bemessen. Die Länge der Axe zwischen den Zapfenmitteln beträgt $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{2}$ der Armlänge und muss jedenfalls für eine genügende Länge der Nabe hinreichen.

Construction der Kunstwinkel. Nur bei geringen Dimensionen ist es angezeigt, den ganzen Kunstwinkel, Arme sammt Verbindungsstange aus einem Stück zu giessen; sonst ist es stets vortheilhafter, die Verbindungsstangen abgesondert und aus Schmiedeisen zu fertigen. Am verticalen Arm des einen Kunstwinkels sind zweckmässig abgesonderte Zapfen zur Befestigung der Schubstange und der Korbstange anzubringen.

Eine gebräuchliche Construction zeigen Fig. 879 und 880; Fig. 881 ist der Querschnitt eines Armes nach *A B*. Die beiden Theile (Schilder) *a a* sind durch Stehbolzen verbunden, ihre Naben schliessen dicht an einander und sind auf der Welle aufgekeilt. An die Mittelstücke der Zapfen *b d* schliessen sich die Korbstange und die zum Gestänge laufende Lenkstange, an die Zapfenenden die Verbindungsschienen *v*; an den oberen Zapfen *c* die von der Maschine kommende Schubstange. Durch die Theilung in zwei Schilder ist eine Stützung der Zapfen an zwei Punkten, ferner ein für Sicherheit gegen Biegung durch Druck vortheilhafter Gesammtquerschnitt hergestellt; aus diesem Grunde ist auch eine solide Verbindu ng durch Stehbolzen von Wesenheit.

Eine andere zweckmässige Construction, welche besonders in Příbram verwendet wird, zeigen für einen Kunstwinkel von 0·8^{m} Armlänge, Fig. 871 in der Ansicht, 873 im Verticalschnitt und 872 im Grundrisse; Fig. 875 und 874 sind Schnitte nach *A B* und *C D*. Der Kunstwinkel besteht aus drei Gusstücken, einem horizontalen Arm *a* und zwei verticalen Theilen *b c*. Letztere, durch Stehbolzen verbunden, sind lose auf die Axe gesteckt, nur *a* ist fest aufgekeilt, so dass die Arme sicher ihre richtige Bestimmung erfüllen, nur als Stützen zu dienen, während die Schmiedeisenschienen *v* den ganzen Zug übertragen. Der grösste Zug am Gestänge beträgt circa 7000 Kilogramme.

Bei grossen Dimensionen wird jedes der beiden Schilder eines Kunstwinkels wieder aus zwei Theilen hergestellt, welche die Form einfacher Hebel besitzen und deren Naben mit der Stirnseite an einander stossen, oder es berühren sich beide Theile in einer durch die Axe gehenden Ebene, so dass auch die Nabe getheilt ist.

Eine Construction der letzteren Art, verbunden mit Herstellung der Kunstwinkelarme aus Blech, wurde bei der Wasserhebmaschine in Padochau, dann bei der Mariaschachter Fahrkunst in Příbram nach Fig. 906 bis 908 durchgeführt. Fig. 908 ist der Verticalschnitt, zum Theil die Ansicht, 906 der Querschnitt und 907 der Grundriss vom Endstücke des

horizontalen Kunstwinkelarmes. Die Arme haben quadratischen, von der Axe gegen die Enden abnehmenden Querschnitt. Die vier Wände, 9 Millimeter stark, sind durch Winkeleisen verbunden und an Gusseisenstücke festgenietet, welche die Zapfen und die Axe aufnehmen. Das die Axe enthaltende Stück ist zweitheilig und durch warm aufgezogene Ringe *m* zusammengehalten, ebenso sind die Naben der Zapfen *c h* durch Ringe *i* verstärkt. An die Zapfen *g g* schliessen sich die zwei Kuppelstangen und an den Mitteltheil *c* bei dem einen Kunstwinkel die Schubstange der Dampfmaschine; *k* sind die Verbindungsschienen. In der Nähe der Axe befinden sich des Vernietens wegen in den Armen Mannlöcher.

Der verticale Arm des Kunstwinkels ist 3·95, der horizontale Arm 4·74^{m} lang, der Hub der Gestänge 3·78^{m}, das Gewicht jedes der letzteren sammt Belastung bei 39000 Kilogramm.

Auf französischen Schächten kommt bei geringerer Belastung die aus Fig. 893 und 894 ersichtliche Form vor. Der Arm *a* dient zur Befestigung von Gegengewichten für das Gestänge.

Führung. Nach Fig. 890 kann man, wie Fig. 877 und 878 in vergrössertem Massstabe zeigen, zur Führung des Gleitstückes zwischen dem Gestänge und der Lenkstange *l* zwei Paare von Einstrichen *a b* und zwischen diesen Holzstücke *c* anbringen, welche die Gleitstücke *g* zwischen sich aufnehmen. Das Gestänge *G* ist mittelst Eisenschienen *t* derart am Zapfen befestigt, dass dieser sich nicht drehen kann; *l* ist die Lenkstange. Die Hölzer *c* sind an den Kanten, welche von den Gleitstücken berührt werden, mit winkelförmig gebogenen Blechen *d* bekleidet, in die Einstriche *a b* eingelassen und durch Eisenschienen *n*, Fig. 878, befestigt. Dabei lassen sich die Hölzer *c* leicht entfernen, und sodann kann man nach Lösung der Schienen *t*, Fig. 877, vom Zapfen diesen herausziehen, also die ganze Verbindung demontiren.

Beim Abteufen lässt man, um die Schachtmündung ganz frei zu haben, das Gleitstück öfters weg und bringt die oberste Gestängführung in einiger Entfernung unter dem Tagkranze an, so dass die seitliche Ablenkung des obersten Gestängtheiles nur wenig Reibung hervorruft. Bei neueren Maschinen zum Abteufen verwendet man nach Fig. 930 und 933 (s. Anordnung, stehende Maschinen) einen Schuh, der nur einseitig das Führungslineal berührt, welches daher so gestellt sein muss, dass die Lenkstange nie in die verticale Stellung gelangt, sondern den Schuh stets etwas andrückt.

Hängende Kunstwinkel. Mitunter werden die Kunstwinkel derart montirt, dass die verticalen Arme von der Axe aus abwärts gerichtet sind, und zwar dann, wenn aus irgend einem Grunde die Lager eine

höhere Stellung einnehmen sollen, wenn man dieselben z. B. beim Abteufen im schwimmenden Gebirge ganz von der Schachtzimmerung isoliren will, um letztere der Einwirkung der beim Pumpenbetrieb stattfindenden Erschütterungen zu entziehen.

So wurden beim Abteufen eines Förderschachtes zu Polnisch-Ostrau *) nach Fig. 888 und 889 die Kunstwinkel *k k* hängend angeordnet und wegen unfesten Grundes auf eine hölzerne Tragbrücke verlagert, welche aus zwei durch Querriegel verbundenen Sprengwerken *S S* besteht und auf zwei Mauerkörpern *m* ruht, welche durch Roste gestützt sind und sich in angemessener Entfernung von der Schachtmündung befinden. Die Zeichnung zeigt den Schacht in der grösseren Breite, mit welcher derselbe wegen der späteren Ausmauerung abgeteuft wurde. Die Pumpenlager sind an Eisenstangen *s* aufgehängt, *g* sind die Gestänge, *a* eine Schwinge, welche den Drehzapfen der wegen grösserer Länge aus zwei Theilen bestehenden Schubstange stützt.

Für die Construction der Kunstwinkel ist diese Stellung unvortheilhafter, weil dabei die schrägen Verbindungsstangen der Arme auf Druck, die Arme selbst auf Zug in Anspruch genommen sind, daher letztere aus Schmiedeisen bestehen sollten, die Verbindungsstangen gehörige Steifigkeit besitzen müssen. Wenn nicht besondere Gründe vorliegen, ist daher die gewöhnliche Anordnung vorzuziehen.

Andere Einrichtungen. Auf einer Grube bei Hamersleben in der preussischen Provinz Sachsen **) wurde die Verbindung der Kunstwinkel mit den Pumpen zweier Sätze auf die aus Fig. 883 ersichtliche Art hergestellt. Jede Pumpe ist mit einem abgesonderten Gestänge versehen, die Gestänge sind an den Kunstwinkeln in verschiedenem Abstande vom Drehpunkte befestigt. Die unteren Pumpen haben geringeren Hub, dafür grösseren Durchmesser. Dabei kann man im Falle einer Reparatur zwei von den Pumpen, z. B. p und p_1 aushängen, die Wasserhebung mit den beiden anderen p_2 und p_3 fortsetzen, und der Widerstand beim Aufgange bleibt doch ebenso gross als beim Niedergange, wenn die Pumpen gleiche Förderhöhe besitzen. Auch ist die Befestigung der Gestänge der oberen Pumpen mittelst Krummfuss vermieden.

Bei älteren Wasserhebmaschinen wurden statt der Kunstwinkel eiserne Sectoren verwendet, an denselben oben Uhrketten oder Bandseile

*) Beschrieben von Hořovsky im Jahrb. der k. k. Bergakademien 1861, 10. Bd., S. 258.

**) Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd., S. 118.

befestigt und über die gekrümmte Fläche des Sectors herab zu den Gestängen geführt.

Auch kommt es vor, dass die Krummzapfenwelle parallel zu der Ebene liegt, in welcher sich die beiden Gestängaxen befinden; es werden dann an dieser Welle zwei unter 180^0 verstellte Kurbeln befestigt und durch abgesonderte Schubstangen mit den beiden Kunstwinkeln verbunden, welche neben einander aufgestellt sind und ein gemeinschaftliches Fundament besitzen (vergl. „Anordnung", Fig. 905).

Aus- und Einrückung bei combinirten Maschinen. Um bei solchen Maschinen abwechselnd die Förderung und Wasserhebung betreiben zu können, muss eine lösbare Kupplung vorhanden sein, welche entweder durch Muffe oder durch ein bewegliches Zahnrad hergestellt wird; die letztere Einrichtung ist im Allgemeinen die zweckmässigere, weil dabei keine Theilung der Wellen und weniger Lager nothwendig sind. Die Schwungradwelle, welche das verschiebbare Getriebe enthält, liegt zwischen der Treibkorb- und der Wasserhaltungswelle.

Das Einrücken des Zahnrades oder beweglichen Muffes erfolgt bei langsamem Gange der Schwungradwelle. Der Muff oder die verlängerte Nabe des Zahnrades, welches auf einer Keilnuth verschiebbar ist, erhalten einen Hals, an welchem ein gegabelter, von Hand beweglicher Hebel angreift. Statt dessen hat man auch bequemere Vorrichtungen.

So erfolgt die Ausrückung der Zahnräder bei der Maschine des Luisenschachtes bei Leoben auf die aus Fig. 884 und 885 ersichtliche Art. An die Nabe schliesst sich eine aussen mit Schraubengewinden versehene Hülse, in die Gewinde greifen zwei an dem leichten Muff *m* befestigte Bolzen *a*. Der Muff *m* ist mit dem Handrad *h* aus einem Stücke gegossen und wird durch zwei Stellringe an seinem Platze erhalten. Dreht man also die Welle langsam mittelst der Maschine und hält dabei das Handrad fest, so rückt sich das Getriebe ein. Beim Gange der Maschine muss das Handrad sich mit der Welle drehen; aus diesem Grunde ist an der Nabe desselben nach Fig. 885 eine schraubenartig gewundene Feder befestigt, welche in einen Einschnitt des äusseren Stellringes greift und ausgehoben wird, wenn das Rad verschoben werden soll.

Befindet sich das Getriebe am freien Ende der Welle, so kann die Ausrückung nach Fig. 887 erfolgen. Dabei ist an den Armen des Getriebes durch zwei Bolzen *a* eine Traverse *b* befestigt. Die Verschiebung erfolgt mittelst des Handrades *h* und der Schraubenstange *s*, welche durch ein Muttergewinde in der Traverse *b* läuft und in einer Scheibe endigt, die durch eine Platte *p* am Ende der Welle *w* festgehalten wird. Durch irgend eine Vorrichtung kann die selbstthätige Drehung des

Rades *h* vermieden werden. Die Anordnung des Getriebes am freien Wellenende ist jedoch nicht zweckmässig, weil die Welle bei der äusseren Stellung des Getriebes um so mehr auf Bruch oder Biegung in Anspruch genommen wird.

Am Tunnerschacht bei Leoben ist die Gabel *g*, Fig. 886, welche in den Hals des beweglichen Kupplungsmuffes eingreift, auf eine Schraubenspindel *s* gesteckt, welche an den zwei nächst der Kupplung befindlichen Wellenständern gelagert ist. An der Spindel *s* befindet sich ein Handrad, mittelst dessen der Muff ein- und ausgerückt werden kann.

Anordnung.

In Bezug auf die Anordnung sind combinirte und Maschinen zur Wasserhebung allein zu unterscheiden. Erstere sind meist liegend ausgeführt, letztere stehend oder liegend, mit oder ohne Balancier.

Der Apparat zur Wasserhebung erfordert ein sehr festes Fundament, und es soll der Mauerpfeiler, welcher die Lager der Krummzapfenwelle trägt, ganz aus Quadern hergestellt werden. Maschinen, die zum Abteufen dienen, sollen womöglich nicht zu nahe am Schachte aufgestellt sein, da der Grund sich dort setzen kann.

Gewöhnliche Anordnungen der combinirten Förder- und Wasserhebmaschinen. Soll die Ein- und Ausrückung des Förder- und Wasserhebapparates auf die zweckmässigste Art, und zwar mittelst verschiebbarer Getriebe erfolgen, so muss die Schwungradwelle zwischen den Wellen der Treibkörbe und der Wasserhebung liegen. Für die Treibkörbe ist wegen guter Seilaufwindung eine grössere Entfernung vom Schachte vortheilhaft, für die Krummzapfenwelle eine geringere, weil dann die Schubstange für die Kunstwinkel kürzer wird. Man legt daher die Treibkorbwelle auf die vom Schachte abgewendete, die Krummzapfenwelle auf die dem Schachte zugekehrte Seite der Schwungradwelle.

Der Förderung wegen soll der Maschinenwärter von seinem Standorte, an welchem die Hebel zur Regulirung der Admission, Umsteuerung, zum Anziehen der Bremse und Oeffnen der Condensationshähne vereinigt sind, nicht nur die Maschine, sondern auch den Tagkranz des Schachtes übersehen können.

Die Entfernung der Maschine vom Schachte ist, wenn nicht ein unsicherer Baugrund eine Ausnahme bedingt, dadurch bestimmt, dass die Höhe der Seilscheiben ober dem Tagkranze, um ein zu hohes Aufziehen des Fördergefässes unschädlich zu machen, je nach der Fördergeschwindigkeit 8 bis 16 ^{m} betragen, die Länge der Seilstücke zwischen Treib-

körben und Seilscheiben aber wegen guter Aufwindung des Seiles 30 bis 50 Mal so gross sein soll, als die Breite der Treibkörbe.

Im Uebrigen hängt die Anordnung von der Schachteintheilung ab. Die gewöhnliche Eintheilung zeigt Fig. 891; bei derselben sind die Schachtscheider senkrecht zum langen Schachtstoss gestellt, auf die zwei Förderabtheilungen folgt die Wasserhaltungs-Abtheilung, die zugleich als Fahrabtheilung dient oder von der letzteren durch einen dritten Schachtscheider getrennt ist. Sind, wie meist üblich, beide Treibkörbe *t* auf derselben Welle befestigt, so muss diese parallel zur Ebene der in den Schacht hängenden Seile, also zum langen Schachtstoss liegen. Dieselbe Richtung muss der Zahnradumsetzung wegen auch die Welle *w* für die Wasserhebung besitzen, und da die Schubstange in die Ebene der Kunstwinkel fällt, erhalten die Gestänge $g\,g_1$ die aus der Figur ersichtliche Stellung; damit dieselben wenig Raum in Anspruch nehmen, rückt man sie so nahe an den kurzen Schachtstoss, als wegen Aufstellung der Pumpen, Anbringung der Führungen etc. zulässig ist.

Somit ergibt sich die skizzirte Anordnung, welche Fig. 890 im Aufrisse zeigt und worin noch *z* das Getriebe, Z und Z_1 die grossen Zahnräder, S das Schwungrad und *m* die Maschine bedeuten. Es sind dabei nur zwei Fundamentpfeiler, der eine für die Dampfmaschine, zugleich für das Lager der Kurbelwelle, welches am Fundamentrahmen der Dampfmaschine befestigt ist, der andere für die sonstigen Lager erforderlich; von diesen können l, l_1 und l_2 auf eine gemeinschaftliche Grundplatte gestellt werden. Der Stand des Maschinenwärters befindet sich in M, von wo derselbe gleichzeitig die Maschine und durch eine mit Glas verschlossene Oeffnung in der Wand des Maschinenraumes den Tagkranz des Schachtes übersieht. Die Ausrückung für das Getriebe *z* befindet sich auf der dem Schwungrad zugekehrten Seite desselben.

Die absolute Grösse der Zahnräder ist dadurch bestimmt, dass die Summe der Halbmesser von *z* und Z grösser als der Schwungradhalbmesser sein muss.

Ist zwischen den Treibkörben nicht genug Raum für das Schwungrad, oder will man dessen Welle weniger in Anspruch nehmen, so kann man das Schwungrad zwischen der Maschine und dem nächstgelegenen Treibkorb anbringen.

Ist die Entfernung zwischen den Gestängen und dem nächsten Förderseil gering, so dass die Wasserhaltungswelle zu kurz, ihr Pfeiler zu schmal wird, so kann man diese Dimension etwas vergrössern, indem man nach Fig. 901 zwei Getriebe $z\,z_1$ anwendet und das Rad Z_1 weiter einwärts schiebt; die Schwungrad- und Treibkorbwelle fallen dabei etwas weiter aus einander, daher die Räder *z* und Z grösseren Durchmesser

erhalten, wogegen der Durchmesser von z_1 und Z_1 auf das wegen guter Construction nothwendige Maass reducirt werden kann.

Die Anordnung wird auch dahin modificirt, dass man nach Fig. 897 die Maschine an das zu Fig. 891 entgegengesetzte Wellenende legt. Hierbei kommen die Lager bei l, l_1 und l_2 auf das Dampfmaschinenbett oder Angüsse desselben, und es wird nur ein Fundamentpfeiler von besonderer Stärke nothwendig.

Eine ausgiebige Verlängerung der Wasserhaltungswelle ist erzielt, wenn man in Fig. 891 oder 897 das Schwungrad und die drei Zahnräder ihren Ort wechseln lässt; hierdurch ergibt sich z. B. statt Fig. 897 die Disposition Fig. 904. Dabei muss die Entfernung der Treibkörbe von einander gross genug sein, dass der Mauerpfeiler, welcher die Lager bei l und l_1 stützt, in einer Stärke von wenigstens 0·5 ^{m} zwischen den Körben fortgesetzt werden kann, da sonst l zu nahe an das Ende dieses Pfeilers fällt. Die Anordnungen Fig. 897 und 904 haben eine geringere Breite als die vorigen.

Die kleinsten Zahnräder sind in Fig. 900 zulässig, auch erhält dabei die Welle w eine grössere Länge, doch wird die Breite des Ganzen grösser; die Anordnung ist daher vorzüglich nur bei geringem Abstand der Gestänge von den Förderseilen am Platze.

Anordnungen für andere Schachteintheilungen. Solche sind in Fig. 905 und 919 dargestellt. In beiden sind FF die Förder-, G die Fahr- und P die Pumpenabtheilungen. In Fig. 905 werden die Kunstwinkel durch zwei unter 180° verstellte Kurbeln betrieben. Hierbei muss der Abstand der Gestänge so gross sein, dass die Welle der Wasserhebung die genügende Länge erhält. Es lassen sich jedoch die Fundamentpfeiler nicht zweckmässig anordnen, und die Lager können keine gemeinschaftlichen Unterlagsplatten erhalten.

In Fig. 919 ist nur ein Gestänge vorhanden, die Treibkörbe befinden sich auf abgesonderten Wellen. Die Doppelkurbel an der Schwungradwelle ist unvortheilhaft; dieselbe könnte übrigens durch Anwendung einer einfachen Kurbel am Wellenende und entsprechende seitliche Verschiebung der Maschine vermieden werden. Auch hier gestaltet sich die Anordnung der Fundamente nicht günstig.

Gemeinschaftliche Welle für Förderung und Wasserhebung. Bei mehreren im Banat aufgestellten combinirten Maschinen kam die durch Fig. 903 dargestellte Anordnung zur Verwendung. Um an Länge des Ganzen zu sparen, sind dabei die Geradführung und die Schwungradwelle an entgegengesetzte Seiten des Dampfcylinders c verlegt; die Führung erfolgt durch die Traverse n, welche mit der Kolbenstange und durch zwei Schubstangen mit der Welle in Verbindung steht; S sind

zwei Schwungräder, *g* eine Kurbelscheibe zum Betrieb der Kunstwinkel, *t* die Treibkörbe und *k* eine Klauenkupplung. Soll die Wasserhebung allein betrieben werden, so wird *k* ausgerückt, um jedoch die Förderung allein zu betreiben, muss die Schubstange *s* von der Kurbelscheibe *g* losgemacht werden. Die Lager $l\,l_1$ befinden sich auf dem verlängerten Bett der Dampfmaschine. Der Fundamentpfeiler für die Lager $l_1\,l_2$ wird durch die Vertiefung für das grosse Zahnrad geschwächt; die Schwungrad- und die Vorlegewelle fallen kurz aus; um dieselben zu verlängern, müsste der Fundamentrahmen breiter gemacht werden, es wird aber dann der Abstand der Förderseile von den Kunstwinkeln für die gewöhnlichen Schachtdimensionen zu gross.

Zu Zwickau war die in Fig. 898 dargestellte Anordnung in Verwendung. Hier muss beim Betrieb der Förderung ebenfalls die Lenkstange für die Wasserhebung abgenommen werden, beim Betrieb der Pumpen dagegen wickelt man die Förderseile ganz auf die Treibkörbe, und diese müssen leer mitlaufen, was kein Uebelstand ist, da deren Gewicht als Schwungmasse wirkt.

Anwendung von zwei Maschinen für Förderung und Wasserhebung. Im Seegraben bei Leoben sind auf zwei Schächten je zwei Dampfmaschinen in Anwendung, deren eine als Reserve für die andere dient. Die Einrichtung ist daher so getroffen, dass man mit jeder von den Maschinen fördern oder Wasser heben und auch beide Arbeiten gleichzeitig mit je einer Maschine ausführen kann.

Fig. 902 zeigt die am Luisenschacht vorhandene Anordnung. Die Kurbeln der Dampfmaschinen stecken an einer Welle, die aus 4 Theilen besteht, zwischen welchen drei Kupplungen $k_1\,k_2\,k_3$ eingeschaltet sind. An den mittleren Wellenstücken befinden sich die verschiebbaren Getriebe $z_1\,z$ zur Bewegung der Räder $Z_1\,Z$ für die Förderung und Wasserhebung, an den Endstücken die Schwungräder $S\,S_1$. Um gleichzeitig zu fördern und Wasser zu heben, wird k_2 ausgerückt, während die sonstigen Kupplungen und die Zahnräder im Eingriff sind. Will man mit der Maschine *m* fördern, so werden *z* und k_3 ausgerückt, das Uebrige bleibt in Verbindung; um endlich mittelst m_1 Wasser zu heben, wird nur z_1 und k_1 ausgerückt. Die Verschiebung der Räder und Kupplungsmuffe erfolgt auf früher angegebene Art.

Die Maschine ist daher keine Zwillingsmaschine, da beide Kolben nie zugleich im Gang sind. Um sie in dieser Art zu benützen, müsste eine lösbare Kupplung der beiden Steuerungen vorgerichtet sein, und wären dann die Kupplungen k_1, k_2 und k_3 derart einzurücken, dass die beiden Kurbeln senkrecht auf einander stehen.

Bei der Maschine des Tunnerschachtes wurde weniger auf die Mög-

lichkeit einer raschen Ein- und Auskupplung zwischen Arbeits- und Kraftmaschine, als auf Solidität der Einrichtung gesehen, da die vielen Theilungen der Welle und Kupplungen eine Störung im Gange besorgen lassen, wenn auch bei mehrjährigem Betriebe kein Anstand in dieser Beziehung vorkam. Die Maschine des Tunnerschachtes erhielt daher die in Fig. 899 dargestellte Construction. An der Welle befindet sich nur eine Kupplung k, bestehend aus zwei aufgekeilten Muffen mit Flantschen, welche durch Schrauben verbunden werden; zum Betriebe der Förderung und Wasserhebung dienen wieder die Räder $z\,Z$ und $z_1\,Z_1$. Löst man die Kupplung, so kann mit der Maschine m gefördert und mit m_1 Wasser gehoben werden. Um mit m Wasser zu heben, wird nur z, und um mit m_1 zu fördern, z_1 ausgerückt. In diesen Fällen müssen aber Schub- und Excenterstangen der ausser Gang befindlichen Maschine ausgehoben werden, damit deren Kolben und Schieber nicht leer mitläuft; auch sind beide Schwungräder im Gange, was allerdings die bei rascher Förderung zu Ende der Aufzüge nothwendigen schnellen Bewegungen der Maschine erschwert. Für die Wasserhebung ist dagegen die grössere Schwungmasse nur von Vortheil.

Transportable Maschinen. Darunter sind jene kleineren Dampfmaschinen verstanden, welche sammt Dampfkessel auf einem gemeinschaftlichen Rahmen, auch am Dampfkessel selbst befestigt, daher rasch aufzustellen und abzutragen und besonders für vorübergehende Zwecke und kleinere Leistungen, z. B. für das Abteufen geeignet sind.

Es gehören hierher die Locomobilen, unter welcher Benennung im engeren Sinne nur die auf einem Gestelle mit vier Rädern befestigten liegenden Feuerröhrenkessel mit oben befindlicher Maschine zu verstehen sind. Dieselben sind beim Abteufen gut verwendbar, weniger für dauernden Betrieb, welcher mehrere Uebelstände zeigt. Die Verbindung mit der Arbeitsmaschine erfolgt ähnlich, wie unten angegeben, durch Riemen; diese nützen sich aber bald ab, können auch reissen und Unfälle verursachen. Damit die engen Feuerröhren sich nicht verlegen, soll nur gutes, wenig Asche gebendes Brennmaterial verwendet werden; der Verbrauch an Brennstoff ist gross, sowie auch an Schmiere, da die Theile der Maschine sich wegen der Nähe des Kessels stark erhitzen. Der rasche Gang der Maschine bewirkt eine baldige Abnutzung und ruft leicht Brüche hervor.

In Fig. 922 und 923 ist die Anordnung der am Koziciner Schachte bei Příbram verwendeten transportablen Maschine von acht Pferdekräften effectiver Leistung, zur Förderung und Wasserhebung dienend, skizzirt. *)

*) Erfahrungen 1871, S. 16.

K ist der Dampfkessel, C der Cylinder, auf einem hohlen Untersatze stehend, in welchem die Schubstange spielt, S das Schwungrad. Von der Schwungradwelle wird mittelst doppelter Räderumsetzung die Welle W zum Betriebe der Kunstwinkel in Gang gesetzt; soll gefördert werden, so keilt man das Getriebe auf der Schwungradwelle los und schiebt dasselbe seitwärts.

Zum Betriebe der Förderung wird die Bewegung zuerst mittelst eines offenen und eines gekreuzten Riemens auf eine Zwischenwelle, und von dieser durch zwei Paare Zahnräder auf die Treibkorbwelle übertragen. Auf der Schwungradwelle sind vier Riemenscheiben r aufgekeilt, auf der Zwischenwelle ebenfalls vier Scheiben r_1 angebracht, davon jedoch nur die beiden äusseren aufgekeilt, die mittleren lose. Schiebt man die Riemen auf die letzteren, so bleibt die Förderung ausser Gang; versetzt man die Riemen aus dieser mittleren in eine der beiden äusseren Stellungen, so wird die Treibkorbwelle entweder durch den offenen oder den gekreuzten Riemen, daher in der einen oder anderen Richtung gedreht. Die Maschine erfordert daher keine Umsteuerung.

Das Ganze ist auf hölzerne Rahmen gelegt und mit dem gemauerten Fundamente verankert. Die Maschine dient zur Förderung von circa 350 Kil. Bergen mit 0·5 bis 0·6^{m} Geschwindigkeit, oder zur Hebung von 0·17^{cbm} Wasser pr. Minute aus einer Maximaltiefe von 200 Metern. Der Dampfcylinder hat 0·22^{m} Durchmesser und 0·32^{m} Hub, die Umgangszahl ist 120, der Durchmesser der Treibkörbe 1·26^{m}, deren Umgangszahl 8; die Pumpen endlich besitzen 0·185^{m} Durchmesser und 0·63^{m} Hub und verrichten jede 13 Doppelhube pr. Minute.

Liegende Wasserhebmaschinen ohne Umsetzung. Die gewöhnliche Anordnung dieser Maschinen zeigen Fig. 920 und 921 im Auf- und Grundrisse. Die Dampfkolbenstange ist durch beide Deckel des Cylinders D geführt und durch zwei Gleitstücke mit zwei Schubstangen in Verbindung, deren eine die Schwungradwelle, die andere die Kunstwinkel bewegt. Die Führungsschlitten für das bei g befindliche Gleitstück können an das Dampfmaschinenbett angeschraubt werden. — In Padochau ist eine grosse Maschine dieser Art aufgestellt, welche 1·5^{m} Cylinderdurchmesser, 2^{m} Hub besitzt und für stabile Wasserhebung dient; deren Schwungrad wiegt 20 Tonnen.

Man findet noch eine Anordnung, bei welcher die Schubstange s, Fig. 920, die Schwungradwelle betreibt und an den betreffenden Kurbelzapfen nebstdem die Schubstange für die Kunstwinkel angeschlossen ist; dieser doppelte Anschluss ist jedoch unvortheilhaft.

Liegende Wasserhebmaschinen mit Umsetzung. Fig. 915 zeigt eine Anordnung, bei welcher die Theile ohne Rücksicht auf Raumerspa-

rung an einander gereiht sind. Es sind *D* der Dampfcylinder, *W* die Schwungradwelle, *S* das Schwungrad, z und z_1 die Transmissionsräder, *w* die Vorgelegewelle mit der Kurbel *k* zum Betriebe der Kunstwinkel. Die Lager *l* und l_1 ruhen auf einer gemeinschaftlichen Grundplatte. Es sind zwei Fundamentpfeiler nothwendig, der eine für die Dampfmaschine, der andere für das zweite Lager der Schwungradwelle und für die Vorgelegewelle.

Das Rad z_1 ist besser rechts als links von z zu legen, weil dadurch die Schubstange kürzer wird oder die Maschine weiter vom Schachte weg zu liegen kommt; nur bei gutem Grunde wäre erstere Anordnung vorzuziehen, weil die Längenausdehnung des Ganzen dabei kleiner ausfällt. Je nach Localverhältnissen kann auch die ganze Maschine die zur vorigen in Bezug auf die Linie *a b* symmetrische Stellung erhalten.

Die Anordnungen Fig. 916 bis 918 erzielen eine Ersparung an Breite dadurch, dass die Vorgelegewelle entweder quer über das verlängerte Bett der Dampfmaschine oder neben die Schwungradwelle gelegt ist. Das Erstere ist in Fig. 916, ausgeführt zu Přivos bei Mährisch-Ostrau, der Fall; von den Lagern der Vorgelegewelle kann dabei eines auf den Rahmen der Dampfmaschine, das zweite auf einen angegossenen oder festgeschraubten Ansatz des Rahmens gestellt werden. Es sind ein starker und ein schwächerer Pfeiler, der letztere für das äussere Lager der Schwungradwelle nothwendig. Eine 250pferdige Maschine des Hubertschachtes bei Hruschau wurde ebenso disponirt, nur mit dem Unterschiede, dass statt des im Zahnrade z eingesetzten Kurbelzapfens eine abgesonderte Kurbel zur Bewegung der Kunstwinkel angebracht ist.

In Fig. 917 und 918 liegen beide Wellen neben einander; es sind zwei starke Fundamentpfeiler nothwendig, dagegen fällt der Ansatz des Dampfmaschinenbettes weg. Zwischen beiden findet in Bezug auf Zweckmässigkeit kein bedeutender Unterschied statt; Fig. 918 wird etwas breiter als 917, im Uebrigen wird den örtlichen Verhältnissen die eine oder die andere Anordnung besser entsprechen. Bei guter Beschaffenheit des Grundes nächst der Schachtmündung kann man in Fig. 918 wieder die Welle *w* auf die andere Seite der Schwungradwelle legen.

Eine Maschine von sehr kleiner Dimension, für die Seite 284 beschriebene Pumpe zu Montceau-les-Mines angewendet, zeigen Fig. 913 im Grundrisse, 912 und 914 in Schnitten nach *A B* und *C D*. Dieselbe ist auf einem Holzrahmen an der Schachtmündung gelagert; an dem grösseren Zahnrad z_1 ist ein Zapfen befestigt, der durch eine Zugstange mit dem in einer Vertiefung neben dem Schachte spielenden Hebel *h* in Verbindung steht. Die Pumpe ist doppeltwirkend, der Kolben derselben so weit belastet, als es für den Niedergang erforderlich ist, das Gewicht

am Hebel h gleicht das Gestänggewicht nebst Belastung aus. Beim Niedergange des Gestänges hebt die Maschine das Gewicht und überwindet dadurch indirect den Widerstand, welchen die Pumpe dem Niedergange entgegensetzt; beim Aufgange gleichen sich die Belastungen aus und die Maschine überwindet direct den Widerstand gegen den Aufgang des Pumpenkolbens. Das Gestänge ist nur auf Zug in Anspruch genommen und besteht aus schmiedeisernen Rundstangen. Belastung und Gegengewicht wirken daher, abgesehen von der Ausgleichung des Gewichtes des Gestänges selbst, nur als Spannvorrichtung für das Gestänge, um in diesem keinen Druck eintreten zu lassen.

Stehende directwirkende Maschinen. In der preussischen Provinz Sachsen *) wurden bei geringer Wassermenge und Förderhöhe kleine Maschinen, Fig. 862, nach Art von Dampfpumpen construirt, aufgestellt; ein an einem der Schwungradarme befestigter Zapfen greift dabei in einen Schlitz, der sich an dem zwischen der Kolbenstange und dem Gestänge eingeschalteten Rahmen r befindet. Diese Art der Verbindung mit dem Schwungrade ist jedoch wegen Abnutzung des Gleitstückes unzweckmässig. Um gleichen Widerstand beim Auf- und Niedergang zu erhalten, müssten eine Belastung und ein Gegengewicht angeordnet werden und wäre letzteres in den Schwungring zu verlegen.

Von Hoppe in Berlin werden zum Abteufen Wasserhebapparate von der durch Fig. 909 bis 911 angedeuteten Construction **) gefertigt. Die Maschine betreibt eine Pumpe ohne Gestänge; um die Wässer gut zu Sumpf zu halten, ist eine grosse Hubzahl, daher ein kleiner Hub angewendet, wodurch das Ganze sehr compendiös und auch das Schwungradgewicht kleiner ausfällt. Die Kolbenstange bewegt mittelst einer gerade geführten Traverse und zweier Gabelstangen die beweglichen Steigröhren, zwei Schubstangen verbinden die Traverse mit zwei Schwungrädern, deren Welle oben auf dem Cylinder gelagert ist. Die Steuerung erfolgt durch ein Excenter, welches mittelst zweiarmigen Hebels den Schieber bewegt. Ein Klinkenapparat und ein Handhebel dienen dazu, um das Schwungrad aus jeder Stellung in Gang zu setzen. Der Cylinder ruht auf einem Untersatze und dieser auf zwei eisernen Trägern. Nur wird durch diese Anordnung die Mündung der Wasserhebungsabtheilung des Schachtes etwas verstellt.

Solche Apparate kommen ***) bis zu $0{\cdot}7^{m}$ Cylinderdurchmesser, $0{\cdot}5^{m}$

*) Preuss. Zeitschrift 1863, 11. Bd., S. 260 A.

**) Riedler, Bericht über die Reise der Wiener Techniker, S. 30, Taf. 38.

***) Nach Rühlmann's allgemeiner Maschinenlehre, 4. Bd., S. 479.

Hub und 40 Touren pr. Minute, bei einem Durchmesser des hohlen Pumpen-Plungers von 0·6 m in Anwendung.

In derselben Fabrik werden zum Abteufen auch stehende Maschinen von der in Fig. 929 und 930 skizzirten Anordnung hergestellt. *) Der Dampfkolben bewegt mittelst Balancier *b* das Gestänge *g*; dieses wird durch den eisernen Schuh *s*, der an einem an der Schachtmündung befestigten Lineal gleitet, geführt. Am rückseitigen Ende des Balancier befindet sich ein Kasten *k* zur Aufnahme von Ausgleichungsgewichten. Die Dampfkolbenstange ist mit dem Balancier durch eine kurze Lenkstange verbunden, das Gleitstück bewegt sich in Führungen, welche an den einander zugekehrten Seiten der Ständer *T* befestigt sind. Durch den Balancier ist eine Traverse gesteckt, deren Endzapfen mittelst Schubstange die Kurbelwelle mit zwei Schwungrädern *S* treiben. Die Lager für diese Welle sind oben auf den Ständern *T*, die Lager der Balancierzapfen auf deren Fussplatten befestigt. Der Dampfschieber wird durch ein Excenter und einen zweiarmigen Hebel bewegt. Die Anwendung des Balancier gestattet das Freihalten der Schachtmündung und eine bequeme Fundirung der Maschine.

Ganz ähnlich ist eine von der Blanskoer Maschinenfabrik ausgeführte, ebenfalls für den Zweck des Abteufens dienende Anordnung. **)

Stehende Balanciermaschine. Von M. Colson wurden ***) mehrere Maschinen von der Anordnung Fig. 931 und 932 aufgestellt. Der Dampfcylinder *D* ruht auf einen hohlen Ständer, der auf einer hölzernen Tragbrücke steht und in welchem die Führung für das Gleitstück angebracht ist, das die kurze Lenkstange mit der Kolbenstange verbindet. An die Lenkstange schliesst sich der ungleicharmige Balancier *B*, und an dessen äusserstes Ende die Schubstange, welche die Kurbelwelle bewegt. Von dieser wird die liegende Luftpumpe *L* und mittelst zweier Excenter die Expansionssteuerung in Gang gesetzt; das Rohr *A* führt den Dampf in den Condensator *D*. Die Welle liegt nicht genau unter dem Cylindermittel, sondern ist wegen soliderer Fundirung ihrer Lager seitwärts, weiter vom Rande des Mauerwerks weggerückt.

Am Balancier sind in gleichen Abständen die Lenkstangen für die Gestänge g_1 bis g_4 der Pumpen befestigt, und zwar betreiben g_1 und g_4 zwei fixe und g_3 g_2 zwei Senksätze; es können dabei, wie in Fig. 883

*) Oesterr. Zeitschrift für B.- u. H. 1878, No. 4.

**) Riedler, Bericht über die Reise der Wiener Techniker, S. 30, Taf. 38, Fig. 7.

***) Ponson, Supplement au traité d'exploit. des mines de houille, 2. Bd., S. 519.

(S. 557), zwei von den Pumpen ausser Gang gesetzt werden. Die Gleitstücke bewegen sich frei an Führungen, die theils an der Tragbrücke, theils an der Schachtmauerung befestigt sind. Fig. 933 und 934 zeigen das Detail einer solchen Führung.

Nach Erreichung der grössten Tiefe und bei Vermehrung der Wassermenge kann die Maschine in eine Woolf'sche umgestaltet werden, deren kleiner Cylinder dann ober dem zweiten Balancierende zu stehen kommt.

Die zu Marihaye bei Seraing aufgestellte Maschine dieser Art hat 1 ^{m} Cylinderdurchmesser und 2 ^{m} Hub, die fixen Pumpen haben 1·2 ^{m} und die Senkpumpen 0·6 ^{m} Hub; die Maschine ist bestimmt, bei drei Atmosphären Dampfspannung zwei Cubikmeter Wasser pr. Minute aus 300 Meter Tiefe zu heben. Der Dampfkolben verrichtet dabei 16 Doppelhube pr. Minute und seine mittlere Geschwindigkeit beträgt daher 1·07 ^{m} pr. Secunde.*) Die Maschine ist seit sechs Jahren in befriedigendem Gange.

Rotirende zweicylindrige Maschinen.

Seit dem Jahre 1868 wurden mehrfach zweicylindrige Maschinen in grossen Dimensionen, mit 400 bis 800 Pferdekräften, für stabile Wasserhaltung aufgestellt. Sie sind in der Regel nach Woolf'schem System constsuirt; es würde sich für dieselben auch das Sims-Kley'sche System eignen. Nach einem dem letzteren ähnlichen Princip wurde eine Maschine am Steinsalzbergbau zu Segeberg ausgeführt. Das Gestänge wird besser auf Zug allein als auf Zug und Druck eingerichtet.

Den bedeutenden Vorzügen des Rotationsprincips steht der Nachtheil entgegen, dass sich dasselbe für stark veränderliche Wassermengen nicht eignet (vergl. S. 290), da bei geringer Geschwindigkeit, abgesehen von dem kleineren Wirkungsgrad, die Maschine ein Schwungrad von unpraktisch grossen Dimensionen erfordert, um im Gange zu verbleiben. Durch Anwendung des Zweicylindersystems wird allerdings dieser Uebelstand beträchtlich vermindert, doch scheint nach der bisherigen Erfahrung eine Variation der Wassermenge vom ein- bis zum vierfachen die äusserste zulässige Grenze, und man war bereits auf mehreren Gruben genöthigt, neben der rotirenden noch eine andere kleinere Maschine für

*) Die weitere Angabe der obigen Quelle, dass die Kolbengeschwindigkeit sich bis auf 5·3 ^{m} steigen lasse, muss auf einem Irrthume beruhen, denn die Geschwindigkeit der Senkpumpen würde dabei 1·6 und die der fixen Pumpen nicht weniger als 3·2 ^{m} pr. Secunde betragen.

die geringsten Wassermengen aufzustellen. *) Zu gleichem Zwecke trifft man auch die Einrichtung, dass die Schubstange ausgehoben wird und die Maschine mit Kataraktsteuerung arbeiten kann.

Berechnung. Für den Zweck des Entwurfes entspricht die in der Praxis befolgte Methode der Berechnung um so mehr, als für Maschinen so grosser Dimension keine hinreichend verlässlichen Daten zur Aufstellung einer genaueren Theorie vorliegen.

Wie bei nichtrotirenden zweicylindrigen Maschinen gezeigt wurde, kann die Berechnung der grossen Kolbenfläche O derart stattfinden, als ob nur ein Cylinder mit dem Querschnitte O vorhanden wäre, in welchem der Dampf mit Volldruck und Expansion arbeitet. Hat man also nach S. 521 die erforderliche Stärke der Maschine N in Pferdekräften ermittelt, wobei e nach S. 523 anzunehmen ist, so ergibt sich, wenn p die Admissionsspannung, f den Expansionscoëfficienten, p' die Condensatorspannung und c die Kolbengeschwindigkeit, endlich e_1 den Wirkungsgrad der Maschine bedeuten, nach (1), S. 522, die grosse Kolbenfläche

$$(45) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad O = \frac{0{\cdot}0075\, N}{e_1\,(f p - p')\, c}.$$

Hierin ist der Werth von f aus der Tabelle S. 326 einzuführen, und es wird die Condensatorspannung $p' = 0{\cdot}15$ bis $0{\cdot}3$ Atmosphären, der Wirkungsgrad e_1 gleich 0·6 bis 0·65 gesetzt, je nachdem man grössere oder geringere Sicherheit für den anstandslosen Betrieb erhalten will. Die Geschwindigkeit c ist bei directer Anordnung so gross wie die der Pumpen. Nach Zuschlag von etwa 2 Procenten zu O wegen der Kolbenstange ergibt sich sodann der Cylinderdurchmesser. Die Tourenzahl wird pr. Minute

$$(46) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad n_1 = 30\,\frac{c}{s_c},$$

wobei s_c den Hub des Dampfkolbens bedeutet. Dieser kann wegen des Balancier ein gewisses Mass nicht überschreiten. Die Länge des Balancierarmes wird nahe gleich dem doppelten Hub genommen. Sieht man 11 bis 12^{m} als Maximum der Balancierlänge zwischen den Mitteln der Endzapfen an, so ergibt sich bei gleicharmigem Balancier als grösster Hub für den grossen Kolben und das Gestänge 3^{m}; bei ungleicharmigem Balancier steigt das Verhältniss der Armlängen bis auf 2, und es wird dabei der grösste Hub des grossen Kolbens gleich 4, des Gestänges gleich 2^{m}. Im Uebrigen ist ein kleiner Hub, daher grössere Tourenzahl des Schwungrades wegen vortheilhaft.

*) Wochenschrift deutscher Ing. 1878, No. 6, S. 41.

Das Verhältniss des totalen Expansionsgrades ε zum Expansionsgrad ε_1 im kleinen Cylinder, oder, was dasselbe ist, das Verhältniss des grossen Cylindervolums zum kleinen ergibt sich wie für nichtrotirende Maschinen für den kleinsten Anfangsdruck

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} = \sqrt{\varepsilon}\,;$$

Grashof bestimmt dasselbe unter der Annahme, dass der Unterschied zwischen dem Anfangs- und Enddrucke am kleinsten werde, also die Anspruchnahme der Kolbenstangen möglichst wenig variire; der Werth von $\frac{\varepsilon}{\varepsilon_1}$ wird dabei für 5- bis 10fache Expansion 1·13 bis 1·18 mal grösser als oben. Man kann mit Hrábak*)

$$(47) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} = 1{\cdot}111\sqrt{\varepsilon}$$

nehmen (in der Ausführung findet man den Zahlencoëfficienten in diesem Ausdrucke gleich 1·1 bis 1·2). Somit ergibt sich der Expansionsgrad im kleinen Cylinder

$$\varepsilon_1 = 0{\cdot}9\sqrt{\varepsilon}\,,$$

und wenn o die Fläche, s_2 den Hub des kleinen Kolbens bedeuten, aus

$$\frac{o\,s_2}{O\,s_c} = \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}$$

das Volum des kleinen Cylinders

$$(48) \quad \ldots\ldots\ldots \quad o\,s_2 = \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}\,O\,s_c.$$

Hiernach sind Kolbenlauf s_2 und Fläche o derart anzunehmen, dass beide Cylinder an derselben Seite des Balancier neben einander Platz finden (vergl. S. 475). Es ist zweckmässig, die Cylinder so nahe als thunlich zusammenzurücken, damit bei der gewöhnlichen Aufstellungsart die Kurbel keine zu geringe Länge erhält.

Der Dampfverbrauch pr. Secunde in Kilogrammen ist

$$(49) \quad . \quad S = 0{\cdot}031\,O\,n_1\,s_c\,\sigma\left(\frac{1}{\varepsilon} + 0{\cdot}02\right) + 0{\cdot}1\,D\sqrt{fp - p'},$$

worin noch σ das specifische Gewicht des Dampfes von der Spannung p (S. 326), D den Durchmesser des grossen Kolbens bedeuten.

*) Dampfmaschinen-Berechnung, 3. Aufl., S. 89.

Die Condensations- und Speisevorrichtungen sind wie für doppeltwirkende Woolf'sche Maschinen ohne Rotation zu berechnen.

Beispiel. In dem Beispiele S. 326 oder 489 war die Wassermenge $0{\cdot}108^{cbm}$ durch eine Hubpumpe 20^m hoch, dann durch eine Druckpumpe 60^m hoch, endlich durch eine zweite Druckpumpe die Menge $0{\cdot}19^{cbm}$ auf eine Höhe von 70 Metern zu heben. Die mittlere Geschwindigkeit der Pumpenkolben war $v = 0{\cdot}8^m$, und die Kolbenfläche ergab sich für die Hubpumpe gleich 0·3, für die Druckpumpen gleich 0·285 und 0·5 Quadratmetern. Setzt man den Wirkungsgrad der Pumpenanlage $e = 0{\cdot}7$, so wird nach S. 521 die Stärke der Maschine

$$N = \frac{40}{3} \, \frac{0{\cdot}108 \, . \, 20 + 0{\cdot}108 \, . \, 60 + 0{\cdot}19 \, . \, 70}{0{\cdot}7} = 418$$

oder rund

$$N = 420 \text{ Pferdekräfte.}$$

Es sei weiter die Dampfspannung $p = 3{\cdot}5$ Atmosphären, der totale Expansionsgrad $\varepsilon = 5$, daher nach S. 326 $f = 0{\cdot}522$; die Condensatorspannung p' werde gleich 0·2 Atmosphären und der Wirkungsgrad der Maschine $e = 0{\cdot}6$ gesetzt. Endlich soll die Geschwindigkeit c des grossen Kolbens doppelt so gross als die des Gestänges, mithin

$$c = 1{\cdot}6^m$$

sein, der Hub s_c der Maschine und s der Pumpen

$$s_c = 3^m, \; s = 1{\cdot}5^m,$$

so ergibt sich aus (45) die grosse Kolbenfläche

$$O = \frac{0{\cdot}0075 \, . \, 420}{0{\cdot}6 \, (0{\cdot}522 \, . \, 3{\cdot}5 - 0{\cdot}2) \, 1{\cdot}6} = 2{\cdot}017 \, \square^m.$$

Setzt man den Durchmesser D in runder Zahl

$$D = 1{\cdot}6^m.$$

so wird nach Abschlag von 2% für die Kolbenstange der genaue Werth

$$O = 1{\cdot}971 \, \square^m$$

erhalten.

Die Tourenzahl pr. Minute ergibt sich nach (46)

$$n_1 = 30 \, \frac{1{\cdot}6}{3} = 16.$$

Nimmt man den Expansionsgrad im kleinen Cylinder

$$\varepsilon_1 = 0{\cdot}9 \sqrt{5} = 2,$$

so wird das Verhältniss der Expansionsgrade oder der Cylindervolume

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} = 2{\cdot}5$$

und nach (48)

$$o \, s_2 = \frac{1}{2{\cdot}5} \, . \, 1{\cdot}971 \, . \, 3 = 2{\cdot}365.$$

Für einen Hub $s_2 = 2^m$ erhält man hieraus

$$o = 1{\cdot}1825, \; d = 1{\cdot}238^m.$$

Die Hube der Cylinder verhalten sich wie 3 : 2, daher müssen sich die Entfernungen der Cylinderaxen vom Balanciermittel ebenso verhalten. Nimmt man die Längen der Balancierarme gleich dem doppelten Hub, also auf der Pumpenseite

gleich 3 und auf Seite der Maschine gleich 6 m, die ganze Länge des Balancier gleich 9 m, so muss die Axe des kleinen Cylinders 4 m von der Balancieraxe entfernt sein, der Abstand beider Cylinderaxen 2 m betragen; da die Summe der halben Cylinderdurchmesser nur rund $0{\cdot}8 + 0{\cdot}6 = 1{\cdot}4^{\mathrm{m}}$ beträgt, kann man die Cylinder näher zusammenrücken.

Setzt man daher den Abstand der Cylinderaxen nur gleich 1·5 m, mithin die Entfernung des kleinen Cylinders von der Balancieraxe gleich 4·5 m, so wird der Hub des kleinen Cylinders gleich $^3/_4$ des grossen,

$$s_c = 0{\cdot}75 \,.\, 3 = 2{\cdot}25^{\mathrm{m}},$$

sonach die kleine Kolbenfläche

$$o = \frac{2{\cdot}365}{2{\cdot}25} = 1{\cdot}052, \; d = 1{\cdot}157^{\mathrm{m}};$$

nimmt man statt dessen $d = 1{\cdot}17$, so hat man nach Abschlag von 2% des resultirenden Werthes von o die genauen Werthe

$$d = 1{\cdot}17, \; o = 1{\cdot}054.$$

Dabei wird die Summe der halben Cylinderdurchmesser $0{\cdot}8 + 0{\cdot}585 = 1{\cdot}385$; da dieser Werth gegen den Abstand 1·5 m der Cylinderaxen etwas zu gross ist, kann man die Balancierlänge etwas grösser, gleich 9·6 statt 9 m nehmen. Dadurch vergrössert sich bei gleichbleibenden Huben der Abstand der Cylinderaxen auf $\frac{9{\cdot}6}{9}\,1{\cdot}5 = 1{\cdot}6^{\mathrm{m}}$; die Differenz $1{\cdot}6 - 1{\cdot}385 = 0{\cdot}215^{\mathrm{m}}$ reicht für die Wandstärke und für die Flantschen der Cylinder, die an der Berührungsstelle etwas abgenommen werden können, aus.

Schwungrad. Zur Berechnung des Schwungrades kann die Formel (12)

$$(50) \quad . \; . \; . \; . \; . \quad PR^2 = \frac{900\, i}{n_1^2}\,(M_1 - M_2)$$

benutzt werden, worin P und R Gewicht und Halbmesser des Schwungringes, n_1 dessen Umgangszahl und M_1 und M_2 den Maximal- und Minimalwerth der Grösse

$$M = \mathfrak{E} - E - L$$

bedeuten; hierin sind wieder $\mathfrak{E}$ die producirte, E die consumirte Arbeit und L die lebendige Kraft der schwingenden Massen nach Drehung der Kurbel um einen beliebigen Winkel ω vom todten Punkte aus.

Die Bestimmung der Werthe M_1 und M_2 führt auf verwickelte Ausdrücke, für die Periode der Expansion im kleinen Cylinder auf eine Gleichung dritten Grades, so dass diese Berechnung bequemer auf dem Versuchswege mit Hilfe der unten folgenden Tabelle stattfindet.

Die Differenz $\mathfrak{E} - E$ ist verschieden für die Volldruck- und Expansionsperiode im kleinen Cylinder; für die erstere erhält man nach (10), S. 479, worin

$$\frac{x}{s_c} = \frac{1 - \cos\omega}{2}$$

zu setzen ist und φ den Werth (8) besitzt, die Differenz $\mathfrak{D} = \mathfrak{E} - E$

$$\mathfrak{E} - E = \mathfrak{A}\, O\, s_c \frac{p}{\varepsilon} \left[\log \varphi - (\varepsilon f - \varepsilon_1) \frac{1 - \cos\omega}{2} \right],$$

für die Expansionsperiode nach (17), S. 481

$$\mathfrak{E} - E = \mathfrak{A}\, O\, s_c \frac{p}{\varepsilon} \left(\log \varepsilon_1\, \varphi \frac{1 - \cos\omega}{2} + 1 - \varepsilon f \frac{1 - \cos\omega}{2} \right)$$

und da

$$1 + \log \varepsilon = \varepsilon f \text{ ist,}$$

$$\mathfrak{E} - E = A\, O\, s_c \frac{p}{\varepsilon} \left[\log \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}\, \varphi \frac{1 - \cos\omega}{2} + \varepsilon f \left(1 - \frac{1 - \cos\omega}{2} \right) \right].$$

Führt man nun unter Berücksichtigung des Werthes (8), S. 478, von φ die Bezeichnungen

$$\log \varphi = \log \left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} \frac{1 - \cos\omega}{2} + 1 \right) = A,$$

$$\frac{1 - \cos\omega}{2} = B,$$

$$\log \frac{1 - \cos\omega}{2} = -C$$

ein, so ergibt sich für die Volldruckperiode

(51) . . . $\mathfrak{E} - E = \mathfrak{A}\, O\, s_c \frac{p}{\varepsilon} [A - B(\varepsilon f - \varepsilon_1)],$

für die Expansionsperiode

$$\mathfrak{E} - E = A\, O\, s_c \frac{p}{\varepsilon} \left(\varepsilon f - \log \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} + A - C - \varepsilon f B \right).$$

Die Werthe von B und C sind nur von ω, die von A nebstdem von dem Verhältnisse der Expansionsgrade ε und ε_1 abhängig und durch die Tabelle gegeben; nebstdem finden sich dort auch die Werthe von $\log \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1}$.

Die lebendige Kraft L der schwingenden Massen wird nach (14) und (15)

(53) . . . $L = 0{\cdot}126\, P_1\, v^2 \sin\omega^2 = 0{\cdot}126\, P_1\, v^2\, E,$

wobei v die mittlere Geschwindigkeit der Gestänge bedeutet und

$$E = \sin\omega^2$$

ebenfalls durch die Tabelle gegeben ist. Das Gewicht P_1 der schwingenden Massen wirkt bei der starken Expansion stets vermindernd auf das Schwungradgewicht (während z. B. bei Maschinen ohne Expansion das Schwungradgewicht proportional dem Gewichte dieser Massen wächst). Man ermittelt daher das Gewicht der auf das Gestänge reducirten Massen, welche beim Auf- und Niedergange in Bewegung sind, und setzt P_1 dem kleineren von beiden Werthen gleich.

Hat man in dieser Art P_1 bestimmt, so berechnet man zuerst den Drehungswinkel ω_e der Kurbel, bei welchem die Expansion im kleinen Cylinder beginnt, nach der Formel

$$\cos\omega = 1 - \frac{2}{\varepsilon_1},$$

und ermittelt dann für Winkel ω, welche kleiner als ω_e sind, nach (51), für grössere nach (52) mit Hilfe der Tabelle die Werthe $\mathfrak{E} - E$, dann mittelst (53) die Werthe L; zieht man diese von $\mathfrak{E} - E$ ab, so ergeben sich die Werthe M, deren grösster für M_1 in (50) einzusetzen ist, während M_2 stets gleich Null wird.

Es ist nicht nothwendig, diese Rechnung für alle in der Tabelle erscheinenden Werthe von ω auszuführen. Man nimmt die Winkel ω zuerst nur etwa von 60 bis 130°, und nur wenn sich innerhalb dieser Grenzen kein Maximalwerth für $\mathfrak{E} - E - L$ ergibt, dehnt man die Rechnung weiter auf die angrenzenden Werthe von ω aus.

Für einen guten Gang bei der normalen Tourenzahl reicht ein Werth des Gleichförmigkeitsgrades $i = 10$ bis 12 sicher aus. Soll aber die Maschine bei $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{4}$ der bei der Berechnung angenommenen Tourenzahl noch im Gange verbleiben, so ist, nach den Ausführungen solcher Maschinen zu schliessen, mindestens $i = 30$ bis 40 erforderlich.

ω Grade	A									B	C	E
	für $\frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} = 2$	2·25	2·5	2·75	3	3·25	3·5	3·75	4			
	$log\ \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} = 0·693$	0·811	0·916	1·012	1·098	1·179	1·253	1·322	1·386			
10	0·008	0·010	0·012	0·014	0·016	0·017	0·019	0·022	0·024	0·008	.	0·030
20	0·030	0·037	0·044	0·052	0·058	0·064	0·071	0·079	0·086	0·030	.	0·117
30	0·064	0·081	0·096	0·110	0·125	0·140	0·155	0·169	0·183	0·067	.	0·250
40	0·110	0·136	0·162	0·186	0·210	0·233	0·256	0·278	0·300	0·117	.	0·413
50	0·164	0·202	0·238	0·272	0·306	0·338	0·370	0·401	0·429	0·179	.	0·587
60	0·223	0·271	0·318	0·363	0·405	0·446	0·486	0·524	0·560	0·250	1·387	0·750
70	0·284	0·344	0·402	0·455	0·506	0·554	0·601	0·645	0·686	0·329	1·112	0·884
80	0·345	0·416	0·483	0·545	0·602	0·658	0·709	0·759	0·806	0·413	0·884	0·970
90	0·405	0·486	0·560	0·629	0·693	0·754	0·811	0·865	0·916	0·500	0·694	1
100	0·462	0·548	0·632	0·707	0·777	0·842	0·904	0·961	1·015	0·587	0·534	0·970
110	0·514	0·611	0·697	0·777	0·851	0·921	0·985	1·045	1·103	0·671	0·400	0·884
120	0·560	0·661	0·754	0·838	0·916	0·989	1·055	1·119	1·179	0·750	0·288	0·750
130	0·600	0·706	0·803	0·891	0·971	1·046	1·116	1·182	1·243	0·821	0·197	0·587
140	0·633	0·744	0·844	0·934	1·017	1·094	1·166	1·233	1·294	0·883	0·124	0·413
150	0·659	0·773	0·875	0·968	1·053	1·130	1·205	1·272	1·335	0·933	0·069	0·250
160	0·678	0·794	0·898	0·992	1·078	1·158	1·231	1·300	1·364	0·970	0·031	0·117
170	0·690	0·806	0·912	1·006	1·093	1·174	1·247	1·316	1·381	0·992	0·008	0·030
180	0·693	0·811	0·916	1·012	1·098	1·179	1·253	1·322	1·387	1	0	0

Beispiel. In dem oben berechneten Beispiele wird wegen $\varepsilon_1 = 2$ der Drehungswinkel der Kurbel, bei welchem die Expansion im kleinen Cylinder beginnt,

$$\omega_e = 90^0;$$

ferner ergeben sich aus (51) und (52), da nach der Tabelle

$$log \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} = log\, 2{\cdot}5 = 0{\cdot}916 \text{ ist,}$$

die Ausdrücke

$$\mathfrak{E} - E = 41390\,(A - 0{\cdot}610\,B),$$

$$\mathfrak{E} - E = 41390\,(1{\cdot}694 + A - C - 2{\cdot}610\,B),$$

von welchen der erstere für Winkel ω, die kleiner als 90^0 sind, der letztere für die grösseren Winkel anzuwenden ist. Mit Hilfe der Tabelle ergibt sich daher

für ω =	60	70	80	90	100	110	120^0
$\mathfrak{E} - E$ =	6830	8360	9560	10560	10760	9890	8360.

Es sei nun das Gewicht aller bewegten Maschinentheile sammt Gestänge, reducirt auf die Gestängaxe, gleich 80000 Kil. Den Querschnitt der Steigröhren und der Pumpenkolben als gleich vorausgesetzt, ist nebstdem beim Aufgange (in der Hubpumpe) ein Wassergewicht

$$0{\cdot}3\,.\,20\,.\,1000 = 6000 \text{ Kil.},$$

beim Niedergange (in den beiden Druckpumpen)

$$1000\,(0{\cdot}285\,.\,60 + 0{\cdot}5\,.\,70) = 52100 \text{ Kil.}$$

in Bewegung; man hat daher $P_1 = 80000 + 6000 = 86000$ Kil. und nach (53)

$$L = 0{\cdot}126\,.\,86000\,.\,\overline{0{\cdot}8}^2\,E = 6940\,E.$$

Hiermit erhält man für dieselben Winkel ω wie früher

$$L = 5200 \quad 6140 \quad 6730 \quad 6940 \quad 6730 \quad 6140 \quad 5200.$$

Zieht man diese von den obigen Grössen $\mathfrak{E} - E$ ab, so ergiebt sich

$$M = 1630 \quad 2220 \quad 2830 \quad 3620 \quad 4030 \quad 3750 \quad 3160.$$

Man kann den grössten Werth M_1 etwa

$$M_1 = 4200$$

setzen, M_2 wird gleich Null, man erhält somit aus (50), wenn man $i = 40$ nimmt,

$$P R^2 = \frac{900\,.\,40}{16^2}\,4200 = 590600;$$

wählt man ferner den Halbmesser des Schwungringes

$$R = 4{\cdot}5^{\mathrm{m}},$$

so wird dessen Gewicht in runder Zahl

$$P = 30000 \text{ Kil.}$$

Die gesammten Schwungmassen betragen daher 80000 + 30000 = 110000 Kil., während für eine Woolf'sche doppeltwirkende Maschine ohne Rotation nach S. 500 halb soviel als für die Kley'sche Maschine, wo diese Masse nach S. 490 126000 Kil. beträgt, daher 63000 Kil. erforderlich sind, von welchen noch das beim Aufgange bewegte Wasser mit 6000 Kil. abzuschlagen kommt.

Steuerung. Diese wird mit Ventilen oder Schiebern ausgeführt. Im ersteren Falle sind sechs Ventile erforderlich; die Bewegung derselben erfolgt von einer durch die Schwungradwelle mittelst Kegelräder bewegten Welle, auf welcher Hebdaumen für die einzelnen Ventile befestigt sind. Will man die Expansion ändern können, so verwendet man für die Einlassventile Conuse, welche auf der Welle stellbar sind. Die Anordnung des Ventilkastens und der Dampfkanäle kann dabei dieselbe sein, wie für eine Maschine ohne Rotation. Im Allgemeinen erscheint die Ventilsteuerung vortheilhafter als die mit Schieber, welcher bei grossen Maschinen beträchtliche Dimensionen erhält.

Die Schiebersteuerung ist nach bekannten Regeln auszuführen. In Bleiberg soll es für vortheilhaft befunden worden sein, den Dampf in den kleinen Cylinder erst nach Beginn des Hubes eintreten zu lassen. *) Bei der unten beschriebenen Steuerung hat der Schieber negative innere Ueberdeckungen, daher bei dessen Mittelstellung die beiden Enden jedes Cylinders auf kurze Zeit mit einander, die des grossen zugleich auch mit dem Ausströmungsrohre communiciren.

Die Schiebersteuerung der Maschine der Ferdinandsgrube bei Kattowitz zeigen der Grundriss Fig. 926, dann die Verticalschnitte Fig. 925 nach *A B C* und 924 nach *D B*. Der Dampf, welcher in den Schieberkasten eintritt und durch das Rohr *a*, Fig, 926, abgeleitet wird, durchströmt zwei Gehäuse, den Schieberkasten *S* und den Kanalkasten *K*.

Die Steuerung ist Meyer'sche Expansionssteuerung. Der Sitz für den Vertheilungsschieber *v*, Fig. 925, befindet sich am Kanalkasten und enthält fünf Oeffnungen, von welchen g und g_1 mit den Enden des grossen, k und k_1 mit denen des kleinen Cylinders, l mit dem Ausströmungsrohre communiciren. Der Vertheilungsschieber enthält drei Räume *b*, *c*, *d*, der Expansionsschieber besteht aus den bekannten zwei Platten *p*, welche einander genähert oder entfernt werden können, wodurch der Eintritt des Dampfes in den Raum *b* und in die Kanäle k und k_1, daher der Expansionsgrad im kleinen Cylinder regulirt wird. Der Expansionsschieber ist wegen Verminderung des Hubes und rascher Oeffnung und Schliessung der Kanäle als Spaltschieber ausgeführt.

Beim Aufgange der Kolben befindet sich der Vertheilungsschieber ober der gezeichneten Mittelstellung. Es strömt daher frischer Dampf aus dem Schieberkasten durch die Spalten des Expansionsschiebers und durch den Raum *b* des Vertheilungsschiebers in den Kanal k_1, daher zum unteren Ende des kleinen Cylinders; der obere Raum des letzteren communicirt durch die Kanäle k und g_1 und den Hohlraum *c* mit dem

*) Dingler's polyt. Journal 1872, 206. Bd., S. 169.

Untertheil des grossen Cylinders, es findet mithin Ueberströmen statt; endlich strömt der Dampf ober dem grossen Kolben durch g, den Raum d und den Kanal l in das Ausströmungsrohr. Während des Hubes sperrt der Expansionsschieber die Oeffnungen des Vertheilungsschiebers, wodurch die Expansion im kleinen Cylinder eingeleitet ist.

Beim Niedergange befindet sich der Vertheilungsschieber unterhalb seiner Mittelstellung und es findet durch b und k Einströmung in den oberen Raum des kleinen Cylinders, durch k_1, c und g Ueberströmen und durch g_1, d und l Austritt des Dampfes vom grossen Cylinder statt.

Der Kanalkasten K, Fig. 924, 925 und 926, besitzt im unteren Theile einen dreieckigen Querschnitt und zwei Oeffnungen mit Flantschen zur Verbindung mit den unteren Dampfkanälen der beiden Cylinder; oben schliessen sich daran zwei Rohre mit rechteckigem Querschnitte zur Verbindung mit den oberen Dampfkanälen. Das Innere des Kastens ist, wie die Querschnitte Fig. 924 und 925 zeigen, durch theils horizontale, theils vom Schiebersitze gegen die Cylinder ansteigende Wände in fünf Räume geschieden, welche durch die fünf Oeffnungen am Schiebersitze mit dem Schieberkasten communiciren. Der oberste und unterste Raum $k\,k_1$ sind im Grundrisse durch das Dreieck $m\,n\,o$ begrenzt und stehen mit den Kanälen des kleinen Cylinders in Verbindung, die übrigen drei Räume besitzen im Grundrisse die Dreiecksform $p\,q\,o$ und an den mittleren derselben l schliesst sich das Ausblaserohr a, während die beiden angrenzenden $g\,g_1$ mit den Kanälen des grossen Cylinders communiciren. In allen diesen Räumen sind je zwei bis drei Querwände zur Verstärkung der dem Dampfdrucke ausgesetzten breiten, ebenen Kanalwände angebracht.

In der Regel wird eine kleine Handsteuerung nebst entsprechenden Dampfröhren angebracht, um die Maschine vor dem Anlassen ganz mit Dampf füllen und anwärmen zu können.

Anordnung. Die Maschinen werden mit Balancier ausgeführt und dieser unter die Cylinder gelegt, die Schwungradwelle kommt gewöhnlich neben den kleinen Cylinder; mit dem einen Balancierarm sind daher die Kolbenstangen der beiden Cylinder und die Schubstange, mit dem anderen das Gestänge in Verbindung.

Fig. 927 und 928 zeigen die Anordnung der Woolf'schen Maschine von 700 Pferdekraft auf der Grube Ferdinand*), deren Steuerung oben beschrieben wurde.

Die Kolbenstangen sind durch ein Parallelogramm mit verlängertem Gegenlenker mit dem Balancier in Verbindung. Die Kurbel bewegt

*) Hörmann, die Wasserhebmaschinen etc.

sich knapp an dem kleinen Cylinder vorüber, der Befestigungspunkt *a* der Schubstange ist, um eine längere Kurbel zu erhalten und dadurch den Druck auf den Kurbelzapfen herabzusetzen, möglichst weit von der Balancieraxe, daher nicht vertical unter dem Wellenmittel, sondern etwas seitwärts angebracht. Bei *g* schliesst sich das Gestänge an. Die Untersätze der beiden Dampfcylinder sind auf drei gusseiserne Träger *t* gestellt, deren Zwischenraum theilweise durch Gewölbe ausgefüllt ist. Die Schieber werden durch zwei Excenter und zweiarmige Hebel *h* bewegt, deren Drehpunkte sich an zwei in der Zeichnung weggelassenen Säulen befinden, welche die Gitterträger für einen Laufkrahn stützen.

Das vordere Lager *l*, Fig. 928, der Schwungradwelle ist besonders fest mit dem Fundament verankert und mit sehr starken Deckelschrauben versehen, da es beim Anlassen der Maschine, wo frischer Dampf in beide Cylinder geleitet wird, vorkommen kann, dass der volle Dampfdruck auf den grossen Kolben bei Stellung der Kurbel im todten Punkte auf Hebung der Welle wirkt.

Die folgenden Angaben werden einen Begriff von der Grösse der Dimensionen dieser Maschine geben. Dieselbe betreibt zwei Hub- und zwei Druckpumpen, erstere mit zusammen 36·1 ^{m} und letztere mit 272·9 ^{m} Förderhöhe, sämmtlich mit nahe gleichem Durchmerser von 0·63 ^{m}. Die Geschwindigkeit des grossen Kolbens ist 1·73 ^{m}, die des Gestänges halb so gross, die Hubzahl 15 pr. Minute. Der grosse und kleine Cylinder haben beziehungsweise 2·04 und 1·49 ^{m} Durchmesser und 3·452 und 2·432 ^{m} Hub. Die Maschine arbeitet mit vier Atm. absoluter Spannung, der totale Expansionsgrad ist 6, der Expansionsgrad im kleinen Cylinder $2^1/_4$. Der Schwungring hat 9·416 ^{m} Durchmesser und 37500 Kil. Gewicht, die Kurbelwelle innerhalb des vorderen Lagers 0·732 ^{m}, der Kurbelzapfen über 40 ^{cm} Durchmesser u. s. w.

Die Maschine ist mit zwei Condensatoren und zwei trockenen Luftpumpen (s. S. 421), die durch abgesonderte Dampfmaschinen abwechselnd betrieben werden können, versehen; dieselben sind in einem tieferen Niveau seitwärts von der Schachtmündung aufgestellt. Der Dampf strömt den Condensatoren durch das Rohr *f* zu.

Theilweise noch grössere Dimensionen, insbesondere einen grösseren Hub (4·394 ^{m} des grossen Kolbens und 2·255 des Gestänges) besitzt die Maschine von 800 Pferdekraft der Karsten-Centrumgrube bei Beuthen*), deren Einrichtung mit der eben beschriebenen ziemlich übereinstimmt.

Eine andere Anordnung zeigt die rotirende Maschine zu Bleiberg

*) Wochenschrift deutscher Ing. 1878, No. 3, S. 19.

bei Aachen; bei derselben ist der grosse Cylinder ober dem Gestänge, der kleine daneben aufgestellt, die Schubstange am anderen Ende des Balancier angeschlossen; der letztere liegt wie früher unten. Die Kurbel erhält dabei eine grössere Länge, der Druck auf ihren Zapfen wird geringer, auch hat der Balancier nur den Druck des etwaigen Gegengewichtes und die vom Schwungrade abgegebene oder aufgenommene Arbeit zu übertragen; die Geschwindigkeit des grossen Kolbens kann jedoch nicht grösser sein als die des Gestänges.

Riehn'sche Maschine. Diese am Schacht II des Steinsalzbergbaues zu Segeberg aufgestellte Maschine ist durch ihre Anordnung mit ober einander stehenden Cylindern, sowie durch ihre Dampfvertheilung bemerkenswerth. Sie ist für ein vorwaltend mit Hubpumpen stattfindendes Schachtabteufen bestimmt.

Der grosse Cylinder steht ober dem kleinen. Der untere Raum des letzteren ist beständig mit einem Luftreservoir in Verbindung, das auf 4 Atm. Druck probirt, mit einem Sicherheitsventil, einem selbstthätigen Luft-Einlassventil und einer Ableitung für das Condensationswasser versehen ist, welches sich aus dem von der undichten Kolbenliderung durchgelassenen Dampf bildet.*) Beim Niedergange strömt frischer Dampf ober den kleinen Kolben und wirkt mit Volldruck und Expansion, während im grossen Cylinder der Dampf von unten nach oben überströmt. Beim Aufgange tritt der theilweise expandirte Dampf aus dem kleinen in den Untertheil des grossen Cylinders, um dort vollends zu expandiren, während der obere Raum des grossen Cylinders mit dem Condensator in Verbindung steht.

Fig. 935 bis 937 geben eine Skizze der Anordnung dieser Maschine. Auf zwei Blechträgern *t* ruht ein Untersatz und auf diesem der kleine Cylinder *c*, ferner ein zweiter hohler Untersatz, der den kleinen Cylinder umgibt und den grossen stützt; derselbe ist seitlich durchbrochen. *L* ist das Luftreservoir, *V* der Ventilkasten mit den vier Steuerventilen. Die Kolben besitzen eine gemeinschaftliche Kolbenstange. Im Boden des grossen Cylinders befindet sich eine von oben her mittelst Deckel verschlossene Oeffnung, deren Durchmesser etwas grösser ist als der des Deckels vom kleinen Cylinder, so dass sowohl dieser Deckel als der kleine Kolben mittelst einer Schachtwinde durch den grossen Cylinder hindurch aufgezogen werden kann.

*) Aus der Quelle für die Beschreibung, Preuss. Zeitschr. 1875, 23. Bd., S. 255, ist nicht zu entnehmen, welche Spannung in dem Reservoir beim Betriebe herrscht; es scheint, dass die Luft beim Niedergange über den atmosphärischen Druck verdichtet, beim Aufgange unter denselben verdünnt wird. Das Luftreservoir wirkt dann wie eine Gewichtsausgleichung für das Gestänge.

Die Kolbenstange ist unten durch einen geführten Kreuzkopf mit dem gegabelten Gestänge und mittelst einer kurzen Lenkstange mit dem Balancier verbunden. Der zweite Balancierarm ist mit der Schwungradwelle gekuppelt und trägt zwei Kästen *k* mit Gegengewichten. Die Luftpumpe *P* steht mit dem Condensator in einer gemeinschaftlichen Cysterne.

Für diese Anordnung gelten dieselben Bemerkungen wie für die S. 499 und 504 angegebene Aufstellungsart der zweicylindrigen Maschinen ohne Rotation.

Vergleich dieses Systems mit dem Sims-Kley'schen. Die beschriebene Dampfvertheilung ist nahe verwandt mit der einer Sims-Kley'schen Maschine (S. 507), wenn man bei der letzteren die Rollen des Auf- und Niederganges mit einander vertauscht, also die Dampfvertheilung für eine Balanciermaschine eingerichtet denkt. Das folgende Schema zeigt die Vorgänge im grossen und kleinen Cylinder oben und unten beim Auf- und Niedergange, und zwar für die Sims-Kley'sche Maschine nach der wirklichen Ausführung und in der angegebenen Umkehrung, dann für die Riehn'sche Maschine; unter „Exp. ü.“ ist dabei Expansion des aus dem kleinen in den grossen Cylinder übertretenden Dampfes und unter „Gleichg.“ Gleichgewichtsdampf verstanden.

	Aufgang				Niedergang			
	kleiner Cylind.		grosser Cylind.		klein. Cylind.		grosser Cylind.	
	unten	oben	unten	oben	unten	oben	unten	oben
Sims-Kley'sche Maschine	Einst. Exp.	Cond.	Cond.	Cond.	Exp. ü.	Exp. ü.	Cond.	Exp. ü.
Dieselbe umgekehrt	Exp. ü.	Exp. ü.	Exp. ü.	Cond.	Cond.	Einst. Exp.	Cond.	Cond.
Riehn'sche Maschine	Luft	Exp. ü.	Exp. ü.	Cond.	Luft	Einst. Exp.	Gleichg.	Gleichg.

Das Riehn'sche System gewährt für einen vorwaltend mit Hubpumpen stattfindenden Betrieb den Vortheil, dass die Expansion im grossen Cylinder, also die grössere Veränderlichkeit des Dampfdruckes beim Aufgange eintritt, wo zu den Massen des Gestänges noch die des Pumpenwassers kommt; ferner dass durch den Luftdruck unter dem kleinen Cylinder die an das Gestänge beim Niedergange übertragene Arbeit kleiner wird als beim Aufgange, so dass das Gegengewicht für

das Gestänge kleiner ausfällt als bei einer doppeltwirkenden Woolf'schen Maschine.

Beide Vortheile lassen sich aber auch bei der Sims-Kley'schen Maschine mit verkehrter Dampfvertheilung, der letztere durch Verminderung des Expansionsgrades ε_1 im kleinen Cylinder erreichen, und nebstdem fällt die Gesammtkolbenfläche derselben kleiner aus, denn unter dem kleinen Kolben wirkt beim Aufgange die Expansionsspannung fördernd, beim Niedergange die Condensatorspannung hindernd; bei der Riehn'schen Maschine dagegen die gleiche mittlere Spannung der Luft beim Auf- und Niedergange. Hier wird also bei beiden Bewegungen zusammen von der unter dem Kolben befindlichen Luft keine Arbeit an den Kolben übertragen, bei der Sims-Kley'schen Maschine dagegen eine Arbeit, welche der Spannung des überströmenden Dampfes weniger der Condensatorspannung entspricht. Die sonstige Dampfvertheilung aber ist, wie obiges Schema zeigt, für beide Systeme gleich.

Der Gleichförmigkeitsgrad der Bewegung wird für beide Anordnungen nahe derselbe sein. Die Riehn'sche Maschine erfordert vier, die Sims-Kley'sche nur drei Steuerventile. Dagegen wird bei der letzteren das Volum der Dampfkanäle etwas grösser, weil auch im unteren Raume des kleinen Cylinders Circulation von Dampf stattfindet.

Literatur.

In den einschlägigen Werken findet sich nur Weniges über rotirende Wasserhaltungsmaschinen. Es sind in dieser Beziehung vorwaltend nur zu nennen die Beschreibung, Berechnung und detaillirte Zeichnung der Woolf'schen Maschine bei Kattowitz in Hörmann's Werk, mehrere Skizzen und Angaben in Riedler's Bericht über die Reise der Wiener Techniker, dann die Zeichnung und Beschreibung der Colson'schen Maschine im Supplement zu Ponson's Steinkohlenbergbau, S. 519, und der kleinen Maschine zu Montceau-les-mines im Supplement zu Burat's Bergbaukunde, S. 78, endlich die Besprechung der rotirenden Maschinen in Rühlmann's allgemeiner Maschinenlehre, 4. Band.

Ueber Maschinen zur Wasserhebung allein s. Preuss. Zeitschrift 1855, 2. Bd., S. 400; Dampfmaschinen zum Pumpenbetriebe in der preuss. Provinz Sachsen von Ottiliae, Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd., S. 118; Dampfkünste für geringe Wassermengen, ebendas. 1863, 11. Bd., S. 260; Versuche über Kohlenverbrauch und Wirkungsgrad der Colson'schen Maschine, Bull. de l'association des ingénieurs de Liège 1866, 2. Heft, S. 68; die Wasserhebungs- und Pumpensysteme

im District Dortmund von v. Detten, Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd., S. 306; gute Bemerkungen über rotirende Maschinen von Sauer in Erfahrungen 1869, S. 13; rotirende Hoppe'sche Maschine von Hybner, Oesterr. Zeitschrift 1878, 26. Bd., S. 37.

Combinirte Förder- und Wasserhebmaschinen sind fast nur in österreichischen Zeitschriften beschrieben. Eine solche Maschine von Stiehler s. Erfahrungen 1852; Anwendung von Riementransmission für combinirte Maschinen, ebendaselbst; Beschreibung eines Locomobils zur Förderung und Wasserhebung von Sauer, Oesterr. Zeitschrift 1854, S. 308; combinirte Maschine zu Pechnik von Sauer, Erfahrungen 1860, S. 35; Hubverdopplung für Pumpen mit Kunstwinkelbewegung von Hutzelmann, ebendas. 1858, S. 11. Maschinen zur Förderung und Wasserhebung, Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1861/2, 7. Bd., S. 69; Locomobilen für diesen Zweck, ebendas., S. 626; über das Abteufen der Schächte von Lévy, ebendas. 1868, 14. Bd., S. 240, 251; combinirte Maschinen im Seegraben bei Leoben von J. v. Hauer, Jahrb. der k. k. Bergakademieen 1873, 21. Bd., S. 307.

Ueber zweicylindrige Maschinen s. die Brochure „Les machines d'épuisement a rotation, comparées aux machines a simple effet par V., Leipzig 1865; Kritik darüber von G. Schmidt, Zeitschr. des Oesterr. Ing.- und Architekten-Vereines 1865, 12. Heft, Notiz über die Maschine der Ferdinandsgrube, Zeitschr. deutscher Ing. 1871, 15. Bd., S. 593; über rotirende Wasserhebmaschinen, Dingler's polyt. Journal 1872, 206. Bd., S. 168; die Maschine von Riehn und Meinicke, Preuss. Zeitschrift 1875, 23. Bd., S. 257; Maschine auf der Zeche Rheinpreussen, ebendas. 1877, 25. Bd., S. 233; Maschine am Schacht Osterfeld bei Oberhausen a. d. Ruhr von Jacobi, Zeitschr. deutscher Ing. 1878, 22. Bd., S. 89; über rotirende Wasserhebmaschinen von Sachs, Wochenschrift deutscher Ing. 1878, No. 6, S. 41; Notizen über die Maschine der Karsten-Centrumgrube, Wochenschrift deutscher Ing. 1878, No. 3, S. 19.

VIII. Wassersäulenmaschinen.

Die Wassersäulenmaschinen sind der allgemeinen Einrichtung nach mit den Dampfmaschinen zu vergleichen, indem die motorische Substanz, hier Wasser, auf einen Kolben wirkt, der sich in einem Cylinder bewegt. Das zum Betrieb dienende sogenannte Kraft- oder Einfallwasser wird der Maschine durch eine beständig davon erfüllte Röhre, das Einfallrohr (Injectionsrohr) zu- und durch eine zweite Röhre, das Abfallrohr abgeleitet, welches entweder ungefähr in gleicher Höhe mit der Maschine, oder in grösserer Entfernung ober derselben ins Freie ausmündet; im letzteren Falle führt die Wassersäule im Abfallrohr den Namen Hinterwassersäule, deren Vorhandensein entweder durch locale Umstände oder durch die Nothwendigkeit einer Ausgleichung des Gestänggewichtes bedingt wird. Als Gefälle ist der Höhenunterschied zwischen der Mündung des Einfall- und des Abfallrohres, oder genauer der Höhenunterschied der Wassersäulen zu betrachten, deren eine fördernd, die andere beim folgenden Kolbenlauf hindernd auf die Bewegung wirkt.

Gegen die anderen mittelst Wasser betriebenen Kraftmaschinen zeichnen sich die Wassersäulenmaschinen dadurch aus, dass die Geschwindigkeit ihres Ganges und bei gegebener Wassermenge pr. Secunde ihre Dimensionen, abgesehen von den Wandstärken, von der Gefällshöhe unabhängig sind. Während also bei grossem Gefälle der Durchmesser der oberschlächtigen Räder, die Umfangsgeschwindigkeit der Turbinen auf eine unpraktische Grösse steigt, sind der Anwendung der Wassersäulenmaschinen in dieser Beziehung keine Schranken gesetzt. Dieselben weisen ferner Wirkungsgrade auf, welche die der besten anderen hydraulischen Kraftmaschinen übersteigen und sich überdies auch bei stark

verschiedener Geschwindigkeit nicht bedeutend ändern; im Vergleiche zu Wasserrädern nehmen sie einen bedeutend kleineren Raum ein, was zu Gunsten ihrer Anwendung in der Grube spricht.

Eine Verminderung der Leistung kann jedoch ohne Schädigung des Wirkungsgrades nur durch geringere Geschwindigkeit erreicht werden (vergl. „Sonstige Einrichtungen, Betrieb"). Ferner lassen die Wassersäulenmaschinen nur kleine Kolbengeschwindigkeiten zu, wodurch nicht nur die Dimensionen der Maschinen selbst, sondern auch die der Pumpen und des Gestänges gross werden. Endlich sind dieselben verhältnissmässig complicirt und kostspielig, daher man zu ihrer Anwendung meistens nur dann schreitet, wenn bei einem Wasserrade der Durchmesser, bei einer Turbine die Umsetzung oder überhaupt die Umgangszahl zu gross ausfallen würde.

Die Aufstellung einer Wassersäulenmaschine setzt das Vorhandensein eines Abflusskanals für das verbrauchte Wasser voraus, die Zuleitung des Kraftwassers kann nur durch eine Rohrleitung von nicht zu grosser Länge stattfinden; die Erfüllung dieser Bedingung, d. i. die Gewinnung so bedeutender Gefälle, wie dieselben zur Herstellung einer Wassersäulenmaschine führen, ist aber in der Regel nur bei Grubenbauen möglich, die sich in Gebirgsgegenden befinden, also bei Erzbergbauen, welche daher als die eigentliche Stätte dieser Apparate anzusehen sind. Beim Kohlenbergbau und für andere Industriezweige sind dieselben nur wenig in Anwendung gekommen, wenn man die hydraulischen Krahne und andere Vorrichtungen ausser Betracht lässt, bei welchen das Wasser streng genommen nur als Transmissionsmittel wirkt und den höheren Druck nicht durch ein natürliches Gefälle, sondern durch die eigentliche Kraftmaschine mittelst Pumpen erhält. Ferner befinden sich bei Erzbergbauen im gebirgigen Terrain meist Abflussstollen in grösserer Tiefe unter dem Tagkranze der Schächte und bildet der entsprechende Höhenunterschied ganz oder theilweise die disponible Gefällshöhe; daher die Wassersäulenmaschinen in der Regel im Niveau dieser Stollen oder unterirdisch aufzustellen kommen.

Die Unterschiede in der Construction der Wassersäulen- gegen die Dampfmaschinen ergeben sich vorwaltend aus dem Umstande, dass das Wasser im Gegensatze zum Dampfe unzusammendrückbar ist. Beim Hubwechsel dürfen daher die Kanäle, welche das Wasser dem Cylinder zuführen und dasselbe fortleiten, nur allmälig abgesperrt werden, da sich sonst heftige Stösse ergeben, welche die Maschinentheile gefährden; diese Erscheinung (der hydraulische Widder) tritt um so stärker hervor, je grösser das Gefälle ist, dessen praktisch anwendbare Höhe hierin seine Grenzen findet. Bei rotirenden, mit Schwungrad versehenen Maschinen

muss das Wasser auf der Austrittsseite so lange abfliessen können, als der Kolben sich gegen diese Seite hin bewegt, da dessen Gang sonst plötzlich aufgehalten wird, während das Schwungrad seine Bewegung fortsetzt und unvermeidlich einen Bruch hervorruft.

Die Haupttheile einer Wassersäulenmaschine sind: Die Ein- und Abfallröhren nebst den darin befindlichen Regulirapparaten für die Geschwindigkeit und dem etwaigen Windkessel; der Treibcylinder sammt Kolben, die Steuerung und das Fundament.

Die Wassersäulenmaschinen sind ein- oder zweicylindrig, einfach- oder doppeltwirkend, liegend oder stehend, rotirend oder nicht rotirend. Die stehenden Maschinen werden stets directwirkend ausgeführt, weil der Balancier die Anwendung des Mönchkolbens ausschliessen würde.

In der folgenden Betrachtung wird unter den verschiedenen Systemen vorläufig das gebräuchlichste, die eincylindrige, einfach- und directwirkende Maschine ohne Rotation behandelt und später das Wichtigste über die sonstigen Arten erläutert. Das Princip der Wirkung ist bei dem genannten System das gleiche wie bei einer analog eingerichteten Wasserhebungsdampfmaschine ohne Expansion und Condensation: beim Aufgange strömt das Einfallwasser unter den Treibkolben und hebt das Gestänge, beim Niedergange fliesst das verbrauchte Wasser ab und das Gestänggewicht drückt das Grubenwasser in die Steigröhren der Druckpumpen.

Berechnung.

Wassermenge. Es seien $\mathfrak{H}$ das Gefälle, $\mathfrak{m}$ die Aufschlagwassermenge pr. Secunde, $\Sigma m H$ die Summe aus den Wassermengen $m_1\, m_2 \ldots$ und Förderhöhen $H_1\, H_2 \ldots$ sämmtlicher Pumpen, endlich ε der Wirkungsgrad der ganzen Anlage, so hat man

$$\varepsilon\, \mathfrak{m}\, \mathfrak{H} = \Sigma\, m H,$$

aus welcher Gleichung entweder $\mathfrak{m}$ oder die Wassermengen $m_1\, m_2 \ldots$, welche man zu heben im Stande ist, berechnet werden können. Insbesondere folgt die Aufschlagwassermenge pr. Secunde

$$(1) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathfrak{m} = \frac{\Sigma m H}{\varepsilon\, \mathfrak{H}}.$$

Nach vorliegenden Beobachtungen beträgt der Wirkungsgrad der ganzen Anlage, wenn beim Niedergange nicht stark gedrosselt wird, also das Gestänggewicht richtig bemessen und die Maschine beim Aufgange nicht unnöthig überlastet ist, 60 bis 70 Procent. Ueber den Wirkungs-

grad der Maschine allein existiren nur wenig Versuche, aus welchen indessen hervorgeht, dass diese Grösse in günstigen Fällen 0·8 und mehr beträgt, welcher Werth auch mit dem früher angegebenen von ε stimmt, da ε das Product aus den Wirkungsgraden der Maschine und der Pumpenanlage sein muss.

Es ist daher angemessen, in Formel (1) den Wirkungsgrad der ganzen Einrichtung

$$(2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \varepsilon = 0{\cdot}6 \text{ bis } 0{\cdot}65$$

anzunehmen, die kleineren Werthe dann, wenn die Zahl der Pumpen verhältnissmässig gross, also deren Förderhöhe gering ist, weil dann die von den Pumpen verursachten Nebenwiderstände wachsen, dann, wenn die Länge der zur Maschine gehörenden Röhren die Gefällshöhe bedeutend übersteigt, wenn also das Einfallrohr eine geneigte statt der verticalen Stellung besitzt, und wenn eine Hinterwassersäule von grösserer Höhe vorhanden ist, weil dann die Maschine in entsprechender Tiefe unter dem Ausgusse steht und die Ein- und Abfallröhren zusammen einen Längenzuwachs erhalten, welcher mindestens der doppelten Höhe der Hinterwassersäule gleichkommt. Je länger aber die Leitungsröhren, ein desto grösserer Theil des Gefälles wird von deren Nebenhindernissen absorbirt.

Gestänge, Hinterwassersäule. Die Berechnung des Gestänges erfolgt im Allgemeinen nach Abschnitt II, nur ist bei Vorhandensein einer Hinterwassersäule der Widerstand, welchen dieselbe dem Niedergange entgegensetzt, in Rechnung zu ziehen.

Ist daher $\mathfrak{H}_1$ die Höhe der Hinterwassersäule, O die Kolbenfläche der Maschine, so hat man für eine Druckpumpen-Anlage zur Berechnung des für den Niedergang erforderlichen Gestänggewichtes G statt Formel (3) auf S. 140 den Ausdruck

$$(3) \quad . \quad . \quad . \quad G = 1000\,\alpha\,[\Sigma A\,(H - h) + O\,\mathfrak{H}_1] - (G_0 + \mathfrak{M})$$

anzuwenden. Der Werth G wird mithin durch die Hinterwassersäule grösser, die Maschine hat ein grösseres Gewicht zu heben, dem entsprechend ist aber auch die wirksame Druckhöhe von $\mathfrak{H}$ auf $\mathfrak{H} + \mathfrak{H}_1$ gesteigert, so dass das statische Verhältniss, abgesehen von dem Nebenwiderstand, beim Aufgange unverändert bleibt. Die von dem Druckhöhenzuwachse $\mathfrak{H}_1$ beim Aufgange geleistete Mehrarbeit wird ferner beim Niedergange durch den Widerstand der Hinterwassersäule aufgezehrt, daher auch der dynamische Effect durch letztere nicht geändert erscheint. Weil endlich das Gestänge wegen Tieferlegung der Maschine um $\mathfrak{H}_1$ kürzer, nebstdem dessen erforderliches Gewicht G grösser wird, so ergibt sich

aus doppeltem Grunde für dasselbe ein grösserer Querschnitt, welcher den Anforderungen der Festigkeit um so eher Genüge leisten wird.

Die Hinterwassersäule erzielt also nicht blos den Erfolg wie ein hydraulischer oder anderer Balancier, welcher das der Festigkeit wegen nothwendige Uebergewicht des Gestänges ausgleicht, sondern es wird schon dieses Uebergewicht, daher die erforderliche Ausgleichung selbst kleiner.

Ist das Gefälle so gering, dass der anfängliche und schliessliche Wasserdruck auf den Treibkolben sich während des Hubes merklich ändern (diese Aenderung kommt dem Druck einer Wassersäule von der Höhe des Kolbenlaufes gleich), so ist es angemessen, bei der Gestängeberechnung den grössten (anfänglichen) Druck des Hinterwassers auf den Kolben in Rechnung zu ziehen.

Der Coëfficient α kann mit Rücksicht auf die beim Betrieb ausführbare Belastung des Gestänges

(4) $\alpha = 1{\cdot}1$ bis $1{\cdot}15$

gesetzt werden, um so grösser, je grösser die Zahl Pumpen und je länger die Hinterwassersäule ist.

Enthält die Anlage nur Hubpumpen, so wird das Gestänge ganz nach S. 177 berechnet; bei Vorhandensein einer Hinterwassersäule wird wieder das Gestänge kürzer, daher leichter, und nebstdem ist ein Theil seines Gewichtes ausgeglichen.

Kolbenfläche, Geschwindigkeit. Ist O die Fläche und v die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens, s dessen Hub, t die Dauer eines Auf- und Niederganges, so hat man für eine einfachwirkende Maschine

$$\mathfrak{m} = \frac{O\,s}{t}$$

$$\text{und } t = \frac{2\,s}{v},$$

daher

$$\mathfrak{m} = \frac{O\,v}{2};$$

wegen Wasserverlusten durch die Steuerung und durch Undichtheiten kann man

$$\mathfrak{m} = 1{\cdot}03\,\frac{O\,v}{2}$$

setzen und hieraus folgt die Fläche des Treibkolbens

(5) $O = 1{\cdot}94\,\frac{\mathfrak{m}}{v},$

Die Geschwindigkeit v, welche schon vor Berechnung der Pumpen festgesetzt sein muss, soll nicht mehr als 0·24 bis 0·3^m, nur bei geringem Gefälle etwa bis 0·35 oder 0·4^m betragen; die kleineren dieser Werthe sind besonders dann zu nehmen, wenn die Einfallröhren lang sind, also eine grosse Wassermenge enthalten, ferner wenn sie eng sind, also vom Wasser mit grosser Geschwindigkeit durchströmt werden, endlich wenn der Hub klein ist. Bei einer Ventilsteuerung lässt sich die Geschwindigkeit auf 0·5^m steigern.

Sind nur Hubpumpen vorhanden, so nimmt man mitunter die Geschwindigkeit beim Niedergange grösser als beim Aufgange, in welchem Falle diese Grössen zu v in dem auf S. 60 angegebenen Zusammenhange stehen. Beim Niedergange ist nämlich dann nur die Hinterwassersäule der Maschine in Bewegung und kann die Geschwindigkeit etwa 0·6^m betragen. Man hat hieraus sogar Veranlassung genommen, für den Betrieb durch eine Wassersäulenmaschine die Anwendung von Hubpumpen zu empfehlen*); die Ersparung an Cylinderdurchmesser, welche sich aus der grösseren mittleren Geschwindigkeit ergibt, hält jedoch den grossen Nachtheilen der Hubpumpen nicht das Gleichgewicht. Auch Perspectivpumpen mit beweglichem Steigrohr, welche derart construirt sind, dass das Wasser in denselben nur beim Aufgange in Bewegung ist, werden den gewöhnlichen Druckpumpen nicht vorzuziehen sein, weil sie bei dieser Einrichtung einen grossen Steigrohr-Querschnitt erhalten.

Nach Berechnung der Kolbenfläche ist zu controliren, ob der Wasserdruck beim Aufgang den reinen Widerstand hinreichend, um etwa 10 bis 12 Procent übersteigt, auch wenn das Gestänggewicht beim Betrieb auf etwa 1·2 des Gegendruckes auf die Pumpenkolben erhöht werden sollte; wäre dies nicht der Fall, so müsste O vergrössert werden. Bei geringem Gefälle ist diese Controle für die ungünstigste Stellung, das Ende des Hubes, wo der Wasserdruck auf den Mönchkolben am kleinsten ist, zu beziehen. Eine Hinterwassersäule erweist sich hier wieder aus dem Grunde als vortheilhaft, weil dabei die Differenz zwischen Anfangs- und Enddruck im Verhältnisse zum mittleren Druck kleiner wird.

Hub und Hubzahl, ausgeführte Dimensionen. Ist s der Hub, n die Zahl Doppelhube pr. Minute, so wird

$$(6) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad n = 30\,\frac{v}{s}.$$

*) Althans, Ueber die Anwendung der Wassersäulenmaschine auf den Bergbau, Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd.

Der Hub s wird gewöhnlich gleich 2 bis 3 Meter genommen; je grösser s ist, desto kleiner wird n, daher auch der bei jedem Hub sich wiederholende Verbrauch an Steuerwasser. Die Werthe n und s sind übrigens wie v der Maschine und den Pumpen gemeinschaftlich.

Zu den grössten bei Wassersäulenmaschinen vorkommenden Gefällen gehört das des Leopoldschachtes bei Schemnitz mit 230^m; diese Zahl wird jedoch weit überstiegen durch die nahe 370^m betragende Gefällshöhe der rotirenden Maschinen am Königin Marie-Schacht bei Clausthal, welche eine Hinterwassersäule von 230^m besitzt, daher die Druckhöhe in der Maschine 600^m beträgt.

Die grössten Kolbendurchmesser von ca. $1{\cdot}3^m$ finden sich bei der bestandenen Maschine der Alportgrube in England, welche mit 3^m Hub, Ventilsteuerung und angeblich 140 engl. Fuss Kolbengeschwindigkeit pr. Minute arbeitete, dann bei der Maschine der Centrumgrube, welche das sehr geringe Gefälle von 14^m benutzt.

Beispiel für die Berechnung. In dem S. 125 angenommenen Falle waren die Wassermengen m und Förderhöhen H der vier beibehaltenen Pumpen

$$m = 0{\cdot}038 \quad 0{\cdot}043 \quad 0{\cdot}015 \quad 0{\cdot}062 \text{ Cubikmeter,}$$
$$H = \;\; 33 \quad\;\; 93 \quad\;\; 49 \quad\;\; 98 \text{ Meter.}$$

Es ist mithin

$$\Sigma m H = 12{\cdot}064.$$

Für eine einfachwirkende Wassersäulenmaschine, deren Gefälle $\mathfrak{H}$ und Hinterwassersäule $\mathfrak{H}_1$

$$\mathfrak{H} = 120^m, \quad \mathfrak{H}_1 = 20^m$$

sei, ergibt sich nun aus (1), wenn man den Wirkungsgrad der Wasserhebungsanlage

$$\varepsilon = 0{\cdot}62$$

setzt, die erforderliche Wassermenge pr. Secunde

$$m = \frac{12{\cdot}064}{0{\cdot}62 \,.\, 120} = 0{\cdot}162 \text{ Cubikmeter.}$$

Nimmt man ferner die mittlere Geschwindigkeit v und den Hub s

$$v = 0{\cdot}24^m, \quad s = 2{\cdot}5^m,$$

so wird nach (5) die Kolbenfläche

$$O = 1{\cdot}94 \frac{0{\cdot}162}{0{\cdot}24} = 1{\cdot}308 \text{ Quadratmeter}$$

und der Durchmesser

$$D = 1{\cdot}290^m,$$

also sehr gross, ferner nach (6) die Anzahl Doppelhube pr. Minute

$$n = 30 \frac{0{\cdot}24}{2{\cdot}5} = 2{\cdot}9.$$

Der Druck auf den Treibkolben entspricht nun beim Aufgange der Wassersäulenhöhe

$$\mathfrak{H} + \mathfrak{H}_1 = 120 + 20 = 140^m$$

und ist daher gleich

$$1000 \,.\, 1{\cdot}308 \,.\, 140 = 183000 \text{ Kil.}$$

Da die Geschwindigkeit nur gleich $0{\cdot}24^{m}$ statt wie auf S. 125 gleich $0{\cdot}5^{m}$ genommen wurde, ergeben sich die Flächen A der Pumpenkolben

$$\frac{0{\cdot}5}{0{\cdot}24} = 2{\cdot}083 \text{ mal}$$

grösser als dort, mithin für die Hubpumpe gleich 0·352 und für die Druckpumpen gleich 0·377, 0·131 und 0·544 Quadratmeter; es wird daher

$$\Sigma A\,(H-h) = 95{\cdot}90,$$

ferner sei

$$G_0 = 1200, \quad \mathfrak{M} = 15000 \text{ Kil.}, \quad \alpha = 1{\cdot}1,$$

so wird nach (3) das erforderliche Gestänggewicht

$$G = 1000 \,.\, 1{\cdot}1\,(95{\cdot}9 + 1{\cdot}308 \,.\, 20) - 16200 = 118100 \text{ Kil.}$$

Der totale reine Widerstand beim Aufgange wird nun gleich dem aus der Saughöhe resultirenden Widerstand der Pumpen

$$1000\,(0{\cdot}377 \,.\, 1 + 0{\cdot}131 \,.\, 1 - 0{\cdot}544 \,.\, 3) = -1100 \text{ Kil.},$$

mehr dem Widerstand der Hubpumpe

$$1000 \,.\, 0{\cdot}352 \,.\, 33 = 11600 \text{ Kil.},$$

mehr $G + G_0 + \mathfrak{M}$, mithin gleich

$$11600 + 118100 + 1200 + 15000 - 1100 = 144800 \text{ Kil.}$$

Da die Nebenhindernisse beim Aufgange höchstens etwa 10% dieses Werthes betragen werden, ergibt sich der Gesammtwiderstand beim Aufgange gleich

$$1{\cdot}1 \,.\, 144800 = 159300 \text{ Kil.},$$

der Druck auf den Treibkolben aber war 183000 Kil., daher im Nothfall noch eine Belastung des Gestänges mit 183000 — 159000 = 24000 Kil., oder eine Steigerung des Werthes α auf 1·3 zulässig ist, was jedenfalls genügt.

Treibcylinder und Kolben.

Treibkolben. Dieser ist fast bei allen neueren Maschinen aus denselben Gründen wie bei Pumpen als Mönchkolben hergestellt und in derselben Art wie dort construirt; bei grossem Durchmesser und Druck gibt man demselben nach innen einspringende Verstärkungsrippen.

Treibcylinder. Auch dieser wird wie ein Pumpencylinder hergestellt, bei älteren Maschinen bestand derselbe aus Metall. Am oberen Ende ist ein Hahn zum zeitweisen Ablassen der sich ansammelnden Luft erforderlich, bei Scheibenkolben wird zu diesem Zwecke am Kolben selbst eine für gewöhnlich durch eine Schraube verschlossene Oeffnung angebracht.

Für den Mönchkolben wird oben ein besonderes Stopfbüchsenstück befestigt; ist die Maschine für verschiedene Leistungen bestimmt, so richtet man mehrere solche Stücke von verschiedener Weite vor, in

welche Mönchkolben von verschiedenen Durchmessern passen (vergl. S. 83); dies kommt z. B. vor, wenn die Baue sich allmälig ausdehnen, die Wassermenge und Förderhöhe entsprechend wachsen. Als Liederung wird Hanf oder ein Lederstulp verwendet. Für hohe Pressungen hat man auch U förmige Stulpe aus vulkanisirtem Kautschuk.

Am unteren Ende ist ein Gurgelrohr nothwendig; bei grösserer Breite können die flachen Wände desselben durch eine verticale, radial gegen die Cylinderaxe gestellte Rippe verstärkt werden. Der Cylinder wird auf einen Untersatz oder auf eine Platte gestellt, welche zugleich die Einfallröhren stützen.

Die Wandstärke kann wie für Pumpencylinder nach Formel (34), S. 65 bestimmt werden, vorausgesetzt, dass ein Mönchkolben zur Verwendung kommt, der die Cylinderwand nicht ausreibt.

Eine bemerkenswerthe, von Bornemann bei der Wassersäulenmaschine zu Rosswein ausgeführte Neuerung ist die Herstellung der Treibcylinder aus Schmiedeisen. Fig. 947 zeigt einen solchen Cylinder; derselbe ist unten in ein muffartiges Fussstück eingesetzt und mit Blei vergossen, oben ist das Stopfbüchsenstück angenietet. Das gusseiserne Gurgelrohr ist ebenfalls durch entsprechend geformte Flantschen und Nieten oder Schrauben zu befestigen. Die Construction bewährte sich vollkommen und gewährt den Vortheil bedeutend geringeren Gewichtes im Vergleich zu Gusseisen; die Wandstärke beträgt bei 0·66^{m} Durchmesser und 45^{m} Druckhöhe nur 11·8^{mm}.

Verbindung des Mönchkolbens mit dem Gestänge, Hubbegrenzung. Diese Verbindung wurde bei älteren Maschinen auf die S. 197 unter „Verbindung ohne Gablung" angegebene Art bewerkstelligt; aus denselben Gründen wie dort entspricht diese Construction nicht, es wird durch dieselbe eine zweite Stopfbüchse nothwendig und kommen bei nicht ganz genauer Montirung Brüche der Kolbenstange vor.

Am besten ist die Verbindung mittelst Gabelung des Gestänges herzustellen, wobei das obere Querstück nur an den Mönchkolben und die beiden Gabelstangen anzuschliessen kommt und die Construction einfacher wird als bei Pumpen, wo das Gestänge nach oben fortgesetzt werden muss. Das Querstück kann nach Fig. 359 und 361 (S. 193) geformt werden, die Gabelstangen sind unten durch Einlagen mit dem hölzernen, oder durch ein zweites Querstück mit einem Eisengestänge zu verbinden.

Auch bei Wassersäulenmaschinen bringt man häufig oben ein starkes Widerlager an, gegen welches die obere Traverse der Gestänggabelung bei Ueberschreitung des normalen Hubes anschlägt; für den Niedergang erfüllen diesen Zweck die Fanglager des Gestänges.

Bei Scheibenkolben hat man den Cylinder oben offen gelassen, so dass der Kolben austreten, das Wasser unter demselben abfliessen konnte, ferner auf den Boden des Cylinders einen oben zugeschärften, die Kolbenstange umgebenden Bleiring gelegt, welcher den Niedergang des Kolbens und mithin des Gestänges begrenzt.

Zu- und Ableitung des Wassers.

Das Kraftwasser wird in einen Einfallkasten und von dort in das Einfallrohr geleitet. In diesem sind zwei Sperr- oder Regulirapparate nothwendig; der eine, an der oberen Mündung angebracht, dient zum Absperren des Wassers, um an der Maschine oder den Steigröhren Reparaturen vorzunehmen, der zweite, nächst der Maschine eingeschaltet, zur Regulirung der Aufgangsgeschwindigkeit durch den dort postirten Wärter.

Gewöhnlich wird nahe der Maschine im Einfallrohre noch ein dritter Apparat angeordnet, durch welchen der Wasserzutritt ganz abgeschlossen, die Maschine ausser Gang gesetzt werden kann; derselbe ist jedenfalls nothwendig, wenn der Regulirapparat, wie meistens der Fall, eine Drosselklappe ist und daher nicht dicht schliesst, ferner wenn im Innern der Maschine Reparaturen vorgenommen oder Theile derselben ausgewechselt werden sollen. Für diesen Zweck muss aber die Sperrvorrichtung sehr gut schliessen.

Diese letztere wurde früher als Hahn ausgeführt, gegenwärtig benutzt man dazu stellbare Ventile oder Schieber. Zur Regulirung verwendet man, wie bemerkt, gewöhnlich Drosselklappen, weil diese am leichtesten zu bewegen sind.

Der am oberen Ende des Einfallrohres oder auch der nächst der Maschine befindliche Sperrapparat heisst je nach seiner Construction auch Tagpipe, Tagventil u. s. w.

Auch im Abfallrohre ist eine Regulirungsvorrichtung nothwendig, welche zur Aenderung der Niedergangsgeschwindigkeit dient, ebenfalls meist als Drosselklappe ausgeführt und nächst der Maschine angebracht wird, um für den Wärter bequem zugänglich zu sein.

Einfallkasten. Dieser ist das Reservoir für das Kraftwasser. Der Eintritt des letzteren in den Kasten soll durch ein oder zwei Gitter erfolgen, welche fremde Körper zurückhalten, das Reservoir möglichst gross sein, damit der Schlamm sich gut absetzt und der Wasserspiegel nicht zu stark variirt. Im Reservoir, welches in Cement gemauert werden kann, bringt man eine oder mehrere Scheidewände an, welche

abwechselnd vom Boden bis gegen die Decke des Reservoirs und umgekehrt reichen, damit das Wasser auf dem zurückzulegenden längeren Wege seine festen Beimengungen vollständiger ablagert. Vortheilhaft ist auch die Anordnung zweier Reservoirs, deren eines gereinigt werden kann, während das andere in Benutzung steht.

Damit das Wasser den Bodenschlamm nicht mitnimmt, soll das Einfallrohr *E*, Fig. 940, 0·5 ^{m} ober dem Boden des Reservoirs, und damit sich ober demselben kein Lufttrichter bildet, je nach dem Durchmesser des Einfallrohres 1 bis 1·5 ^{m} unter dem Wasserspiegel münden, daher die Höhe des Wassers circa 2 Meter betragen. Mitunter biegt man das Einfallrohr, wie durch E_1 angedeutet, innerhalb des Kastens vertical abwärts, um dadurch das Entstehen eines Lufttrichters zu vermeiden.

Ist die an der Mündung des Einfallrohres befindliche Sperrvorrichtung geschlossen, so läuft das Wasser durch einen Ueberfall *u* ab, welcher höher liegen muss, als der oberste Theil des Einfallrohres, damit bei Oeffnung der Sperrvorrichtung das Wasser in der That durch dieses Rohr weiterströmt.

Zum Abschluss hatte man früher Holzkegel oder an der Rohrmündung drehbare Klappen; besser entsprechen Schieber *s*, Fig. 940, oder Ventile.

Einfallröhren. Diese können wie Pumpenröhren (S. 6) berechnet und construirt werden. Die Geschwindigkeit des Wassers in denselben wurde früher gleich 1·5 bis 2 ^{m} genommen. Bei so schneller Bewegung treten aber nach S. 7 stärkere hydraulische Stösse auf und ist wegen der Röhrenwiderstände der Effect der Maschine merklich geringer; diese Nachtheile werden um so empfindlicher, wenn die Rohrleitung nicht ganz vertical, sondern theilweise geneigt und daher entsprechend länger ist. Man nimmt bei neueren Maschinen die Geschwindigkeit gleich 1 ^{m}, ausnahmsweise selbst nur der des Treibkolbens gleich.

Die Verbindungen erfolgen zuweilen noch durch Muffe mit einem Kitt, z. B. aus Leinölfirniss, Kalk und gehacktem Werg; besser empfehlen sich jedoch Flantschenröhren.

Die Compensationen können wie bei Pumpenröhren angeordnet werden; zweckmässig ist es, die unterste derselben gerade ober die Maschine zu verlegen, um mit den Theilen der letzteren frei manipuliren zu können.

Abfallrohr. Ueber dieses kommt nur zu bemerken, dass dasselbe entweder in einem Reservoir unter Wasser ausmünden oder von der Maschine gegen die Mündung ansteigen soll, damit sich der Treibcylinder beim Niedergange des Kolbens oder während der etwa darauf

folgenden Pause nicht ganz entleeren könne. Bei Vorhandensein einer Hinterwassersäule ist diese Forderung stets erfüllt.

Drosselklappen. Diese bestehen aus Gusseisen, selten aus Messing, und werden in besonderen Gehäusen angebracht. Fig. 948 bis 950 zeigen die gewöhnliche Construction und Bewegungsart im Verticalschnitt, Grundriss und Horizontalschnitt. Die rechteckig oder etwas oval geformte Klappe schliesst an den mittleren ausgebohrten Theil des Gehäuses; die Axe wird von aussen durch eine Stopfbüchse eingesteckt und mittelst zweier quer eingetriebener Stifte an der Klappe befestigt. Ausserhalb des Gehäuses wird ein Zahnsegment *z* aufgekeilt und zur Bewegung dient eine Schraube ohne Ende nebst Handrad. Bei grösserem Durchmesser lässt man die Stärke der Klappe gegen die Axe zu wachsen. Bei Bestimmung des Durchmessers der Axe kann man zu aller Sicherheit annehmen, dass dieselbe an beiden Enden gestützt und in der Mitte durch den ganzen, dem Querschnitt des Rohres entsprechenden Wasserdruck belastet sei.

Eine andere Construction der Klappe selbst zeigt Fig. 939; dieselbe ist aus zwei mittelst Schrauben verbundenen Blechplatten zusammengesetzt, zwischen welchen sich eine Ledereinlage befindet, da die Klappe hier auch zum gänzlichen Abschluss des Wassers dient, zu welchem Zwecke sich indessen, wie bemerkt, andere Apparate besser eignen. Zwei Stifte oder Keile bewirken das Mitnehmen der Klappe durch die Axe. Man schiebt zuerst die Axe ein, legt dann beide Theile der Klappe an und zieht die Verbindungsschrauben fest. Zuletzt wird das Gehäuse, welches zur Erleichterung der Befestigung der Klappe eine geringe axiale Länge besitzt, an Ort und Stelle eingesetzt.

Sperrventile. Bei den zur gänzlichen Absperrung dienenden, nächst der Maschine befindlichen Apparaten ist die Oeffnung durch den Wasserdruck erschwert. Man hilft diesem Uebelstande durch einen geeigneten Vorschluss ab. Ein derart ausgestattetes Ventil zeigt Fig. 941. Dasselbe besteht aus einer lose auf der Spindel sitzenden Gussplatte *p*, an welche eine Lederscheibe gelegt ist, deren Befestigung durch einen Schmiedeisenring und versenkte Schrauben erfolgt. Durch eine fest angezogene Schraubenmutter *m*, deren Losdrehen noch durch einen Stift verhütet werden kann, wird das Ventil mitgenommen. Die Ventilspindel ist durch einen Steg *s* geführt und hat bei *n* eine kegelförmig abgedrehte Verstärkung, welche in eine passend gebohrte Vertiefung in der Nabe der Ventilplatte passt. Zieht man die Ventilstange nach aussen, was mittelst einer ähnlichen Einrichtung wie bei dem später beschriebenen Schieber erfolgen kann, so entfernt sich zuerst das Ventil *n* von seinem Sitz, und durch kleine, in der Nabe von *p* befindliche Nuthen

ist die Communication der Räume beiderseits von *p*, daher gleicher Druck in denselben hergestellt; sobald also der Mitnehmer *m* die Platte erreicht, entfernt sich diese ganz leicht von ihrem Sitz.

Erfahrungsmässig kann jedoch durch solche Ventile kein so guter Schluss erreicht werden, als durch Schieber, welche daher den Vorzug verdienen.

Sperrschieber. Ein solcher ist durch Fig. 954 bis 956 in der Seitenansicht, dem Horizontal- und Querschnitt dargestellt. Der Schieber *s* besteht aus Gusseisen, der Vorschieber *v* aus Metall; beide besitzen feine Bohrungen, der Hauptschieber einen Aufsatz, welcher von dem ovalen Ringe am Ende der Schieberstange *t* umgeben ist. In einem Einschnitt dieses Aufsatzes gleitet der Vorschieber. Zieht man die Stange *t* nach aussen, so bewegt sich zuerst der Vorschieber allein und es ist nur die geringe Reibung desselben zu überwinden. Sobald die beiden Bohrungen correspondiren, stellt sich unten und oben der gleiche Druck her, daher die folgende Bewegung des Hauptschiebers leicht von Statten geht. Bei der Schliessung wird wieder zuerst der Vorschieber, und zwar nach entgegengesetzter Seite bewegt, daher die Bohrungen ausser Verbindung treten; sobald der Hauptschieber die Oeffnung abschliesst, sind die Räume ober und unter demselben getrennt, doch erfolgt die Bewegung bis zur äussersten Stellung nicht schwer, weil während der kurzen Dauer derselben der Druck unter dem Schieber sich nahe unverändert erhält.

Der Schieber muss auf die Unterlage sehr genau aufgeschliffen sein; das Gehäuse besteht aus zwei durch Flantschen verbundenen Theilen und einem Deckel mit Stopfbüchse für die Kolbenstange, welche letztere ein Schraubengewinde angeschnitten erhält und mittelst Handrad bewegt wird.

Diese Schieber bewähren sich sehr gut, nur bei sandigem Wasser können die Bohrungen verlegt, die Schleifflächen rauh werden; um ersteres zu vermeiden, stellt man die Schieber auch vertical.

Will man beim Oeffnen sowohl als beim Schliessen gleichen Druck ober und unter dem Schieber haben, so kann man die Einrichtung Fig. 938 verwenden. Der Vorschieber *v* wird durch einen hakenförmigen Ansatz an dem Oehr der Schieberstange mitgenommen und besitzt eine beiderseits offene Höhlung; während des Schliessens stellt die letztere und die correspondirende Bohrung im Hauptschieber die Verbindung zwischen dem oberen und unteren Raum her. Zieht man die Schieberstange, daher auch den Vorschieber etwas zurück, so ist diese Verbindung aufgehoben und der dichte Abschluss hergestellt. Beim Oeffnen

dagegen bewegt sich der Vorschieber zuerst ganz hinter die Bohrung zurück, und dann wird erst der Hauptschieber mitgenommen.

Drehschieber. Statt geradlinig bewegter werden endlich auch Drehschieber, Fig. 945 und 946, verwendet. An der Drehungsaxe *a* sind zwei Gusseisenscheiben *b b* befestigt, welche mit Ausschnitten für den Schieber *s* versehen sind, der aus Rothguss besteht, in das Gehäuse eingeschliffen ist und von den Gusseisenscheiben mitgenommen wird. Derselbe wird auch bei erfolgter Abnutzung vom Wasser stets dicht an das Gehäuse angedrückt. Wegen mangelnden Vorschlusses dürfte diese sehr einfache Construction nur für geringere Dimensionen passen.

Steuerung.

Zur inneren Steuerung dienen Kolben, Hähne, Ventile oder Schieber. Wie in der Einleitung dieses Abschnittes bemerkt, darf der Abschluss des Gurgelrohres zu Ende des Hubes nur allmälig erfolgen; weiter ist für die Construction massgebend, dass die Bewegung des inneren Steuerungsorganes nicht direct durch die Maschine stattfinden kann, weil diese sonst in dem Momente, wo das Gurgelrohr abgesperrt wird, bleibend zum Stillstand kommt. Bei der geringen Geschwindigkeit würde auch die lebendige Kraft der bewegten Massen nicht ausreichen, den Gang noch so weit fortzusetzen, dass die Steuerung in die für die Rückbewegung erforderliche Stellung gelangt.

Die Bewegung der inneren Steuerungstheile erfolgt daher durch eine äussere Kraft, welche durch die Maschine nur in Thätigkeit gesetzt wird, diese Thätigkeit, auch wenn der Treibkolben zum Stillstand gelangt, noch weiter fortsetzt und dadurch die Umsteuerung vollständig beendet. Als solche äussere Kräfte verwendet man die von Federn, welche angespannt, von Gewichten, welche gehoben werden, meistens den Druck des Einfallwassers, welches mittelst einer Hilfswassersäulenmaschine, deren Steuerung direct von der Maschine aus verstellt wird, die Hauptsteuerung bewegt.

Kolbensteuerung. Das Princip dieser Steuerung, welche am meisten im Gebrauche ist, ergibt sich aus den Fig. 951 bis 953. In Fig. 951 ist *T* der Treibcylinder, *K* der Kolben, *r* das Gurgelrohr, durch welches das Kraftwasser ein- und austritt; *E* das Einfall- und *A* das Abflussrohr für dieses Wasser, endlich *s* der Steuerkolben. Bei tiefster Stellung des letzteren gelangt das Kraftwasser aus *E* durch *r* in den Treibcylinder und hebt den Kolben; zu Ende des Aufganges wird der Steuerkolben in die punktirte Stellung s_1 gebracht, so dass nun das Wasser aus *T*

durch r und A abfliessen kann und der Treibkolben niedergeht. Zu Ende des Niederganges wird wieder s_1 in die Stellung s versetzt u. s. w.

Das röhrenförmige Gehäuse, in welchem sich der Steuerkolben befindet, heisst Steuercylinder. Um den Kolben mittelst Kolbenstange bewegen zu können, ist nach Fig. 952 der Steuercylinder oben mit einem Deckel zu versehen, die Kolbenstange mittelst Stopfbüchse nach aussen zu führen und das Einfallrohr E seitwärts anzuschliessen.

Bei diesen Einrichtungen wirkt der Druck des Einfallwassers von oben auf den Steuerkolben, daher dessen Aufgang einen grossen Kraftaufwand erfordert. Aus diesem Grunde wird nach Fig. 953 ober dem Steuerkolben s noch ein zweiter, der Gegenkolben g, derart angebracht, dass der Druck des Einfallwassers stets nach entgegengesetzten Richtungen auf beide Kolben wirkt. Der Raum ober dem Gegenkolben könnte offen bleiben, wird aber besser durch das Rohr v mit dem Abflussrohr A in Verbindung gesetzt, so dass das Wasser, welches durch die Liederung des Kolbens g dringt, stets abfliessen kann. Auch ist dadurch eine vollständige Ausgleichung hergestellt, so dass bei Bewegung der Kolben, wenn man von deren Eigengewicht und Auftrieb absieht, lediglich die Reibung zu überwinden kommt. Ist nämlich H die ganze Gefällshöhe, h die Entfernung des Gegenkolbens und h_1 die des Steuerkolbens vom Unterwasserspiegel, so wirkt aufwärts auf g die Druckhöhe $H - h$ und die Saughöhe h, zusammen gleich H; abwärts auf s die Druckhöhe $H - h_1$ und Saughöhe h_1, zusammen wieder gleich H. Bei gleichen Kolbenflächen heben sich mithin die entsprechenden Drücke gegenseitig auf.

Man überzeugt sich nun, dass die Kolben nicht direct von der Maschine bewegt werden können, denn im Momente, wo der Steuerkolben die Oeffnung des Gurgelrohrs deckt, bleibt der Treibkolben stehen, es würden auch die Kolben in dieser Stellung verbleiben und die Maschine keine weitere Bewegung mehr verrichten.

Zur Bewegung der Kolben dient eine kleine Hilfswassersäulenmaschine, deren Steuerung (Vorsteuerung) direct von der Maschine bewegt wird. Steuer- und Gegenkolben sind daher noch mit einem dritten, dem Wendekolben verbunden, d. i. mit dem Treibkolben der Hilfswassersäulenmaschine.

Die drei Kolben der Hauptsteuerung sind entweder getrennt vorhanden oder der Gegenkolben fungirt zugleich als Wendekolben; man unterscheidet daher bezüglich der Steuerkolben das Zwei- und das Dreikolbensystem, nach deren Betrachtung noch die anderen selteneren Arten der Kolbensteuerung angegeben werden sollen.

Zweikolbensystem. Diese Steuerung zeigt Fig. 970. Darin ist *s* der Steuerkolben, *w* der mit dem Gegenkolben vereinigte Wendekolben, *E* das Einfall- und *A* das Abflussrohr, *r* das Gurgelrohr und *v* ein Rohr, durch welches mittelst der Vorsteuerung entweder Wasser in den Steuercylinder geleitet oder aus demselben fortgeführt wird. Die dünne Stange *n* dient nur zur Beobachtung des Ganges der Kolben.

Bei der gezeichneten Stellung hält die Vorsteuerung die Verbindung des Rohres *v* mit dem Einfallrohr offen, es wirkt auf den Kolben *w* von oben und unten der gleiche Druck, auf *s* von oben der Druck des Einfallwassers, daher die Kolben in der tiefsten Stellung verbleiben. Das Einfallwasser strömt aus *E* durch den Steuercylinder und das Gurgelrohr in den Treibcylinder, der Treibkolben *T* steigt empor.

Gegen Ende des Aufganges wird die Vorsteuerung selbstthätig durch die Maschine derart verstellt, dass das Rohr *v* mit dem Abflussrohr in Verbindung tritt. Nun wirkt ober *w* und unter *s* der Druck des Wassers im Abfallrohr, im Raume zwischen beiden Kolben ist der Druck des Einfallwassers vorhanden, und da *w* grösser als *s* ist, steigen beide Kolben bis in die punktirte Stellung. Dabei communicirt *r* mit *A*, das Wasser unter dem Treibkolben kann abfliessen und dieser selbst bewegt sich abwärts.

Zu Ende des Niederganges setzt die Maschine wieder das Rohr *v* mit dem Einfallrohr in Verdindung, und wie aus der früheren Darstellung hervorgeht, kehren dabei die Kolben in die untere Stellung zurück, welche dem Aufgange des Treibkolbens entspricht. Selbstverständlich muss der Hub der Steuerkolben nach beiden Richtungen begrenzt werden.

Um endlich den Zusammenhang mit der Vorsteuerung zu erläutern, sei angenommen, die letztere bestehe aus dem Kolben *k*, der sich in einem Cylinder befindet, welcher durch das Rohr *e* mit *E* und durch *a* mit *A* in Verbindung steht; *m* sei ein Gegenkolben von gleichem Durchmesser mit *k* und *q* ein Gegengewicht für die Vorsteuerungskolben, so dass deren selbstthätige Bewegung durch die Reibung verhindert ist, endlich seien *o* und *p* zwei Stellringe an der Vorsteuerungskolbenstange, an welcher der mit dem Treibkolben *T* fest verbundene Arm *l* gleitet. Der Raum ober *w* ist eben mit dem Einfallrohr in Verbindung, die Steuerkolben befinden sich in der dem Aufgange des Treibkolbens entsprechenden Stellung. Gegen Ende des Hubes schlägt der Arm *l* an den oberen Stellring *p* und bewegt dadurch den Kolben *k* in die punktirte Stellung, daher das Wasser aus dem Raume ober *w* durch *v* und *a* abfliessen kann; die Steuerkolben bewegen sich in die obere Stellung, es folgt der Niedergang, gegen dessen Ende der Arm *l* mittelst *o* den Vor-

steuerungskolben wieder nach k versetzt, daher die Steuerkolben sich abwärts bewegen und ein neuer Aufgang des Treibkolbens folgt.

Der Treibkolben bleibt so lange im Gange, bis der Steuerkolben s das Gurgelrohr abschliesst, und bewegt sich s mit mässiger Geschwindigkeit, so wird die Umsteuerung des Kolbens k vollständig ausgeführt, ehe der Treibkolben seinen Lauf beendet. Nach erfolgtem Stillstand oder Umkehr des Treibkolbens aber bewegt sich die Hauptsteuerung noch weiter bis in die äusserste Stellung, welche ihr durch die Hubbegrenzung angewiesen ist.

Berechnung des Zweikolbensystems. Die Flächen der beiden Kolben müssen derart angenommen werden, dass die Bewegung derselben in der angegebenen Art stattfindet. Es seien in Fig. 970 H, h und h_1 die früher angegebenen Grössen, ferner bezeichne G das Gewicht der Steuerkolben, R deren Reibung, o_s den Querschnitt des Steuerkolbens s und o_w den des Wendekolbens w, d_s und d_w die zugehörigen Durchmesser, ω den Querschnitt des zwischen w und s gelegenen Theiles der Kolbenstange, endlich γ das Gewicht eines Kubikmeters Wasser. Vernachlässigt man den Querschnitt der ober w befindlichen, nur zur Führung dienenden und daher dünnen Kolbenstange, so hat man für den Aufgang der Kolben den im Sinne dieser Bewegung wirkenden Wasserdruck gleich

$$[(o_w - \omega)(H - h) + o_w h - (o_s - \omega)(H - h_1) - o_s h_1]\,\gamma =$$
$$= [o_w H - \omega (H - h) - o_s H + \omega (H - h_1)]\,\gamma =$$
$$= [(o_w - o_s) H + \omega (h - h_1)]\,\gamma.$$

Das Product $\omega (h - h_1)\gamma$ aus dem Querschnitt der Kolbenstange, dem Höhenabstand der beiden Kolbenstangen und aus γ ist nichts Anderes als der Auftrieb der Kolbenstange, welcher ebenso wie der Auftrieb der Kolben selbst vernachlässigt werden kann; es ergibt sich mithin der wirksame Druck beim Aufgange gleich

$$(o_w - o_s) H \gamma = (d_w^2 - d_s^2)\frac{\pi H \gamma}{4}.$$

Für den Niedergang wird der Druck, da beim Wendekolben die Wassersäule $H - h$ nur auf den Querschnitt der Kolbenstange wirkt, gleich

$$[\omega (H - h) + (o_s - \omega)(H - h_1) + o_s h_1]\,\gamma =$$
$$= [o_s H + \omega (H - h - H + h_1)]\,\gamma = [o_s H - \omega (h - h_1)]\,\gamma,$$

oder annähernd gleich

$$o_s H \gamma = d_s^2 \frac{\pi H \gamma}{4}.$$

Sollen nun Auf- und Niedergang wirklich stattfinden, so muss

$$(d_w^2 - d_s^2) \frac{\pi H \gamma}{4} > G + R \text{ und}$$

$$d_s^2 \frac{\pi H \gamma}{4} > R - G, \text{ oder}$$

(7) $d_w^2 - d_s^2 > \frac{4 (G + R)}{\pi H \gamma}$ und

(8) $d_s^2 > \frac{4 (R - G)}{\pi H \gamma}$ sein.

Behufs annähernder Berechnung kann man das Gewicht G des Kolbensystems vernachlässigen. Die Reibung R wird beim Auf- und Niedergange verschieden sein, da bei diesen Bewegungen auch ein verschiedener Wasserdruck ober dem Wendekolben vorhanden ist; doch kann man mit Weisbach R für beide Fälle gleich, und zwar

(9) $R = 0{\cdot}008 \, \gamma \, H \, (d_w + d_s) \, \pi$

setzen, da die Reibung proportional dem Umfange der beiden Kolben und der Gefällshöhe anzunehmen ist. Hiermit folgt aus (7)

(10) $d_w^2 - d_s^2 > 0{\cdot}032 \, (d_w + d_s)$

und aus (8)

(11) $d_s^2 > 0{\cdot}032 \, (d_w + d_s)$.

Die unteren Grenzwerthe für die Durchmesser ergeben sich, wenn man in (10) und (11) das Gleichheits- statt des Ungleichheitszeichens setzt, weil dann der Wasserdruck eben der Reibung gleichkommt; dabei erhält man aus (10) durch Substitution von (11)

$$d_w^2 - d_s^2 = d_s^2$$

(12) $d_w = d_s \sqrt{2} = 1{\cdot}41 \, d_s$

und sodann aus (11)

$$d_s^2 = 0{\cdot}032 \, (1{\cdot}41 \, d_s + d_s)$$

(13) $d_s = 0{\cdot}077^{\text{m}}$.

Der Durchmesser des Steuerkolbens soll aber nicht kleiner als der des Einfallrohres sein, damit der Wasserstrom keine Verengung erleidet.

Man nehme daher d_s gleich dem Durchmesser der Einfallröhre, doch wegen (13) zur Sicherheit nicht kleiner als etwa gleich 0·09 m, und ermittle aus (12) den Näherungswerth von d_w. Hiernach kann man das Gewicht G des Steuerungssystems abschätzen und dann controliren, ob den Bedingungen (7) und (8) Genüge geleistet sei; ist (8) nicht erfüllt, so hat man d_s, ist (7) nicht erfüllt, d_w grösser anzunehmen. Wenn sich jedoch in (7) der linksstehende Werth bedeutend grösser als der rechtsstehende ergibt, was um so mehr der Fall sein wird, je mehr der Durchmesser des Einfallrohres, daher auch d_s den Minimalwerth (13) übertrifft, so kann man d_w vermindern und dadurch, wie unten gezeigt, den Steuerwasserverbrauch herabsetzen.*) Eine gleichmässige Bewegung der Kolben auf- und abwärts lässt sich durch Stellung der Regulirungshähne erzielen, welche in den Röhren e und a, Fig. 970, angebracht werden.

Liegt der Unterwasserspiegel höher als die Steuerung, so werden die Höhen h und h_1, Fig. 970, negativ, was auf die vorige Berechnung keinen Einfluss übt; auch für die Reibung R kann man den Werth (9) beibehalten, wenn man dieselbe der Differenz der auf beide Flächen jedes Kolbens wirkenden Drücke proportional setzt, denn diese Differenz ist stets gleich dem Gefälle H.

Verbrauch an Steuerwasser, Dimensionen des Gurgelrohres. Ist $\mathfrak{h}$ der Hub der Steuerkolben, so tritt nach Fig. 970 beim Niedergange eine Wassermenge

$$(14) \quad \ldots\ldots\ldots \quad m = d_w^2 \frac{\pi}{4} \mathfrak{h}$$

ober dem Kolben w ein, und diese Menge gelangt beim folgenden Aufgange in das Abflussrohr; es ist daher m der Verbrauch an Steuerwasser pr. Doppelhub der Maschine. Es strömt zwar beim Aufgange auch ein der Differenz der Flächen von w und s entsprechendes Quantum aus E in den Raum zwischen beiden Kolben, welches jedoch beim Niedergange wieder nach E zurückgedrückt wird, so dass hieraus kein Mehrverbrauch an Steuerwasser resultirt.

Es soll nun m möglichst klein ausfallen, daher d_w nicht über das nothwendige Maass gesteigert und $\mathfrak{h}$ thunlichst herabgesetzt werden. Nach Fig. 970 muss aber $\mathfrak{h}$ mindestens der Höhe des Steuerkolbens mehr der

*) Weisbach nimmt (Ing.- u. Masch.-Mechanik, 4. Aufl., 2. Bd., S. 756) an, dass stets mindestens $d_w = d_s \sqrt{2}$ sein müsse; dies ist jedoch nur der Fall, wenn d_s den Minimalwerth (13) besitzt; macht man d_s grösser, so genügt es, wenn d_w der Bedingung (7) entspricht.

des Gurgelrohres gleichkommen, und erstere Dimension wieder grösser als die letztere sein, weil sonst, während der Steuerkolben die Mündung des Gurgelrohrs passirt, das Ein- und Abflussrohr in Verbindung treten können und daher ein Theil des Kraftwassers verloren geht.

Der Hauptsache nach hängt also 𝔥 von der Höhe des Gurgelrohres ab und diese ist möglichst zu reduciren, was durch grössere Breite des Querschnittes erzielt wird. Die Breite des Gurgelrohres kann aber nicht wohl grösser als der Durchmesser D des Treibcylinders gemacht werden. Hiermit ergibt sich die aus Fig. 943 und 944 ersichtliche Construction; das Gurgelrohr r schliesst sich an eine entsprechende Erweiterung des Steuercylinders. Da der Querschnitt des Gurgelrohres dem des Einfallrohres oder des Steuercylinders gleich sein muss, so hat man

$$D\,y = d_s^2\,\frac{\pi}{4},\quad y = \frac{\pi}{4}\,\frac{d_s^2}{D},$$

und es ergibt sich

die Breite des Gurgelrohres $= D$

dessen Höhe $y = 0{\cdot}8\,\frac{d_s^2}{D}$.

Der cylindrische Querschnitt des in die Erweiterung eintretenden Wasserstromes ist nun

$$d_s\,\pi\,y = \frac{d_s\,\pi}{D}\,\frac{d_s^2\,\pi}{4},$$

und da D nicht grösser als $2\,d_s$ ist, wird der genannte Querschnitt mindestens gleich

$$\frac{\pi}{2}\,\frac{d_s^2\,\pi}{4},$$

daher grösser als der des Steuercylinders, so dass sich keine Verengung ergibt.

Die Höhe der Liederung des Steuerkolbens soll um etwa 3 Centimeter grösser als y sein; aus dem Detailentwurf des Kolbens ergibt sich dann der Hub 𝔥, welchen derselbe erhalten muss, damit bei seinen Endstellungen das Wasser ungehindert vom und zum Gurgelrohr passiren könne.

Will man längere Pausen erzielen können, so vergrössert man die Höhe des Kolbens noch mehr und geht damit bis auf $3\,y$. Ist die Liederung höher als das Gurgelrohr, so gelangt der Kolben beim Passiren der Erweiterung nie ganz aus der Führung.

Diese Erweiterung erzielt nebstdem eine Ausgleichung des Druckes

auf den Steuerkolben, welcher sonst im Vorübergehen vor der Mündung des Gurgelrohres an die gegenüberstehende Wand des Steuercylinders gepresst wird.

Beispiel. Es sei der Durchmesser des Einfallrohres gleich 0·2 Meter, das Gefälle H gleich 150 m, so hat man $d_s = 0{\cdot}2^m$ und vorläufig

$$d_w = 1{\cdot}41 \,.\, 0{\cdot}2 = 0{\cdot}282^m$$

zu setzen. Aus (9) ergibt sich nun

$$R = 0{\cdot}008 \,.\, 1000 \,.\, 150\,(0{\cdot}2 + 0{\cdot}282)\,3{\cdot}142 = 1820 \text{ Kil.},$$

und sei das Gewicht des Kolbensystems $G = 150$ Kil., so erhält man aus (7) und (8)

$$0{\cdot}0396 > 0{\cdot}0167,$$
$$0{\cdot}04 > 0{\cdot}0141.$$

Der Werth $d_s = 0{\cdot}2^m$ ist also weitaus hinreichend und d_w kann noch herabgesetzt werden, etwa auf

$$d_w = 0{\cdot}26^m;$$

dabei wird

$$R = 1730,$$

und wenn man für G den gleichen Werth wie früher annimmt, so ergibt sich aus (7) und (8)

$$0{\cdot}0276 > 0{\cdot}0158,$$
$$0{\cdot}04 > 0{\cdot}0133;$$

es erscheint die erste Bedingung noch vollkommen genügend erfüllt, um den Werth $d_w = 0{\cdot}26^m$ beibehalten zu können.

Ist der Durchmesser des Treibcylinders $D = 0{\cdot}4$ Meter, so ergibt sich die Höhe des Gurgelrohres

$$y = 0{\cdot}8\,\frac{0{\cdot}04}{0{\cdot}4} = 0{\cdot}08^m,$$

die Liederung des Steuerkolbens erhält circa $0{\cdot}11^m$ Breite, und beträgt dessen ganze Breite $0{\cdot}15^m$, so wird der erforderliche Hub

$$\mathfrak{h} = 0{\cdot}15 + 0{\cdot}08 = 0{\cdot}23^m,$$

der Verbrauch an Steuerwasser pr. Hub nach (14)

$$m = \overline{0{\cdot}26}^2 \,.\, 0{\cdot}785 \,.\, 0{\cdot}23 = 0{\cdot}0122,$$

und wenn der Hub des Treibkolbens 3 m, das Volum eines Kolbenschubes daher

$$0{\cdot}785 \,.\, \overline{0{\cdot}4}^2 \,.\, 3 = 0{\cdot}377 \text{ Cubikmeter}$$

beträgt, so ist der procentische Verlust an Kraftwasser durch die Steuerung

$$100 \,.\, \frac{0{\cdot}0122}{0{\cdot}377} = 3{\cdot}2\,\%.$$

Dreikolbensystem. Dieses ist durch Fig. 972 dargestellt; dabei sind s der Steuer-, w der Wende- und g der Gegenkolben, E das Einfall-, A das Ausfluss-, r das Gurgelrohr; das Rohr v_1 verbindet den Raum

ober dem Gegenkolben mit dem Abflussrohre, v stellt die Verbindung mit der Vorsteuerung her.

Im Raume zwischen g und s ist stets Einfall-, zwischen s und w, sowie ober g Abflusswasser vorhanden. Auf die Differenz der Kolbenflächen von s und g wirkt der Gefällsdruck abwärts; ist daher der Raum unter w durch v und die Vorsteuerung mit dem Abflussrohre in Verbindung, so bewegen sich die Kolben abwärts und verbleiben, durch eine Hubbegrenzung aufgehalten, in der gezeichneten tiefsten Stellung. Das Kraftwasser strömt dabei durch E und r in den Treibcylinder, der Treibkolben steigt empor. Durch die Umsteuerung wird nun v mit dem Einfallrohre in Verbindung gesetzt, es wirkt dann noch immer der früher genannte Druck abwärts, aufwärts jedoch der grössere Druck des Einfallwassers auf den Wendekolben w, daher die drei Kolben in die obere punktirte Stellung gelangen, bei welcher das Wasser durch r und A abfliesst, der Treibkolben niedergeht. Zu Ende dieser Bewegung wird wieder v mit dem Abflusse in Verbindung gesetzt u. s. w.

Aus der früheren Berechnung geht hervor, und ist auch für sich klar, dass, sobald die eine Seite eines Kolbens mit dem Einfall-, die andere mit dem Abflussrohre in Verbindung steht, auf Bewegung dieses Kolbens eine Wassersäule von der ganzen Höhe H des Gefälles wirkt. Ferner übt auch hier der Querschnitt der Kolbenstange nur den Einfluss, dass sich daraus ein Auftrieb ergibt, welcher vernachlässigt werden kann. Es seien nun d_s, d_w und d_g die Durchmesser des Steuer-, Wende- und Gegenkolbens, R die Reibung und G das Gewicht der drei Kolben, so ergibt sich für den Aufgang analog zu (7) die Beziehung

$$(15) \quad \ldots\ldots \quad d_w^2 - d_s^2 + d_g^2 > \frac{4\,(G + R)}{\pi\, H \gamma}$$

und für den Niedergang analog zu (8)

$$(16) \quad \ldots\ldots \quad d_s^2 - d_g^2 > \frac{4\,(R - G)}{\pi\, H \gamma};$$

hierin ist die Reibung

$$(17) \quad \ldots\ldots \quad R = 0{\cdot}008\,\gamma\, H \pi\, (d_w + d_s + d_g)$$

zu setzen.

Annähernd ist $G = 0$; wenn man ferner in (15) und (16) das Gleichheits- statt des Ungleichheitszeichens setzt, erhält man zwei Gleichungen, aus welchen sich die Grenzwerthe der Kolbendurchmesser ergeben. Hiermit folgt, indem man noch den Werth von R substituirt, aus (15) und (16)

$$d_w^2 - d_s^2 + d_g^2 = 0{\cdot}032\,(d_w + d_s + d_g),$$

$$d_s^2 - d_g^2 = 0{\cdot}032\,(d_w + d_s + d_g).$$

Durch Addition dieser Gleichungen ergibt sich

(18) $d_w^2 = 0{\cdot}064\,(d_w + d_s + d_g)$

und durch Subtraction

(19) $d_w^2 = 2\,(d_s^2 - d_g^2)$;

aus (18) folgt

(20) $d_g = d_w\,(15{\cdot}6\,d_w - 1) - d_s$,

und dieser Ausdruck gibt, in (19) substituirt,

$$d_w^2 = 2\,[-\,d_w^2\,(15{\cdot}6\,d_w - 1)^2 + 2\,d_s\,d_w\,(15{\cdot}6\,d_w - 1)]$$

(21) . $2\,(15{\cdot}6\,d_w - 1)\,[2\,d_s - d_w\,(15{\cdot}6\,d_w - 1)] - d_w = 0.$

Man nimmt nun den Durchmesser d_s des Steuerkolbens gleich dem des Einfallrohres an, bestimmt aus (21) versuchsweise den Werth von d_w, dann aus (20) den Werth von d_g. Der Durchmesser des Wendekolbens ist grösser, der des Gegenkolbens kleiner als die gefundenen Werthe anzunehmen.

Hat man hierauf das Gewicht des Kolbensystems beiläufig ermittelt, so controlirt man, ob die Bedingungen (15) und (16) erfüllt sind, wobei für R der Werth (17) einzuführen kommt. Ist dies nicht der Fall, so muss man d_g kleiner oder d_w grösser nehmen oder beide Aenderungen zugleich vornehmen.

Steuerwasserverbrauch m, Höhe des Gurgelrohres und Hub der Kolben ergeben sich wie früher. Damit m klein werde, soll d_w klein und folglich nach (19) d_g gross sein; man soll daher mit d_g nur soweit unter und mit d_w nur so weit ober den Grenzwerth gehen, als es zur Sicherung des Ganges nothwendig erscheint.*)

Der Vortheil dieses Systems besteht darin, dass sich der Verbrauch an Steuerwasser reduciren lässt, indem nach (15) d_w auch kleiner als d_s ausfallen kann, während beim Zweikolbensystem nach (7) jedenfalls d_w grösser als d_s wird; dagegen ist die Einrichtung complicirter. Behufs

*) Nach Weisbach zeigen sich die den Beziehungen (15) und (16) unter Beibehaltung des Werthes (17) entsprechenden Werthe von d_w und d_g bei der Clausthaler Wassersäulenmaschine mehr als ausreichend, und ist daraus zu schliessen, dass R dort kleiner sei als nach (17).

der Liederung müssen die drei Kolben herausgenommen werden, was bei einzelnen derselben nur nach unten geschehen kann, ausser man setzt das Gehäuse aus mehreren Stücken zusammen, wodurch jedoch die genaue Montirung erschwert wird. Um ein gleichzeitiges Anpassen der drei Kolben zu erzielen, wird zuweilen zwischen den beiden oberen ein Kugelgelenk eingeschaltet, welches indessen die Solidität des Ganzen vermindert.

Beispiel. Wie im vorigen Beispiel sei $d_s = 0{\cdot}2^{\text{m}}$, $H = 150^{\text{m}}$. Die Gleichung (21) erhält dabei die Form

$$2\,(15{\cdot}6\,d_w - 1)\,[0{\cdot}4 - d_w\,(15{\cdot}6\,d_w - 1)] - d_w = 0$$

Der Ausdruck links vom Gleichheitszeichen wird nun

für $d_w = 0{\cdot}15 \quad 0{\cdot}20 \quad 0{\cdot}25$

gleich $+\,0{\cdot}38 \quad -\,0{\cdot}30 \quad -\,2{\cdot}14$,

der richtige Werth von d_w wird daher zwischen 0·15 und 0·20 liegen; man erhält weiter

für $d_w = 0{\cdot}17 \quad 0{\cdot}18 \quad 0{\cdot}19$

die Werthe $+\,0{\cdot}22 \quad +\,0{\cdot}09 \quad -\,0{\cdot}08$

Der genaue Werth von d_w liegt also zwischen 0·18 und 0·19, da aber d_w grösser als dieser Werth anzunehmen ist, kann man

$$d_w = 0{\cdot}19^{\text{m}}$$

setzen, und hiermit wird nach (20)

$$d_g = 0{\cdot}19\,(15{\cdot}6\,.\,0{\cdot}19 - 1) - 0{\cdot}2 = 0{\cdot}172^{\text{m}},$$

und da d_g etwas kleiner zu setzen ist, nehme man

$$d_g = 0{\cdot}16^{\text{m}}.$$

Nun wird nach (17)

$$R = 2070,$$

und sei das Gewicht G der Steuerkolben gleich 200 Kil., so erhält man aus (15) und (16)

$$0{\cdot}0217 > 0{\cdot}0193,$$
$$0{\cdot}0144 > 0{\cdot}0159.$$

Es ist daher die zweite Bedingung nicht erfüllt und muss somit d_g kleiner genommen werden; weil aber dabei voraussichtlich (15) nicht erfüllt wird oder d_w dem Grenzwerth zu nahe kommt, ist es angezeigt, auch d_w grösser, also etwa

$$d_g = 0{\cdot}15,\ d_w = 0{\cdot}20$$

zu setzen. Hiermit wird nach (17)

$$R = 2070,$$

wie früher, und aus (15) und (16) folgt, da auch G als unverändert zu betrachten ist,

$$0{\cdot}0225 > 0{\cdot}0193,$$
$$0{\cdot}0175 > 0{\cdot}0159,$$

daher beide Bedingungsgleichungen erfüllt sind.

Andere Anordnung des Dreikolbensystems. Lässt man bei der vorigen Anordnung den Steuer- und Wendekolben ihren Ort wechseln, so ergibt sich die Steuerung Fig. 975, welche den Vortheil zeigt, dass das Gurgelrohr r nahe dem unteren Ende des Steuercylinders mündet, daher dieser eine höhere Stellung, fast ganz oberhalb des Fundamentes des Treibcylinders erhält. Das von der Vorsteuerung kommende Rohr v mündet zwischen Wende- und Gegenkolben. Die Räume ober g und unter s sind stets mit dem Abfluss-, der Raum zwischen w und s mit dem Einfallrohr in Verbindung. Wird durch v Kraftwasser zugeleitet, so ist w entlastet, der Wasserdruck wirkt aufwärts auf g und abwärts auf s, und da die Fläche des ersteren Kolbens kleiner ist als die des letzteren, bewegt sich das Kolbensystem in die gezeichnete tiefste Stellung, welche dem Aufgange des Treibkolbens entspricht, und verbleibt in dieser so lange, bis v die Verbindung mit dem Abflusse herstellt. Nun ist g entlastet und der Wasserdruck auf die Differenz der Flächen von w und s hebt die Kolben in die punktirte, dem Niedergange des Treibkolbens entsprechende Stellung.

Hier muss für den Aufgang

(22) $(d_w{}^2 - d_s{}^2)\frac{\pi}{4} H\gamma > R + G$

und für den Niedergang

(23) $(d_s{}^2 - d_g{}^2)\frac{\pi}{4} H\gamma > R - G$

sein und ist wieder die Reibung R nach (17) auszudrücken. Vernachlässigt man G, setzt Gleichheits- statt der Ungleichheitszeichen und führt den Werth (17) ein, so ergibt sich

(24) $d_w{}^2 - d_s{}^2 = 0{\cdot}032\,(d_w + d_s + d_g)$,

(25) $d_s{}^2 - d_g{}^2 = 0{\cdot}032\,(d_w + d_s + d_g)$.

Aus diesen beiden Gleichungen folgt

(26) $d_w{}^2 - 2\,d_s{}^2 + d_g{}^2 = 0$

ferner aus (25)

$$d_w = 31{\cdot}25\,(d_s{}^2 - d_g{}^2) - (d_s + d_g),$$

(27) $d_w = (d_s + d_g)\,[31{\cdot}25\,(d_s - d_g) - 1]$,

und wenn man diesen Werth in (26) einführt, ergibt sich

(28) . $(d_s + d_g)^2\,[31{\cdot}25\,(d_s - d_g) - 1]^2 - 2\,d_s{}^2 + d_g{}^2 = 0.$

Man nimmt wieder d_s gleich dem Durchmesser des Einfallrohres, bestimmt d_g aus (28) und dann d_w aus (27); den ersten Werth nimmt man kleiner, den letzteren grösser als nach der Rechnung und controlirt hierauf, ob die Bedingungen (22) und (23) erfüllt sind.

Der Steuerwasserverbrauch ist hier das Product aus dem Hub und der Differenz der Flächen von w und g, man soll daher d_w nicht zu gross und d_g nicht zu klein nehmen. Der genannte Verbrauch ist proportional der Differenz $d_w^2 - d_g^2$, deren Grenzwerth nach (26)

$$d_w^2 - d_g^2 = 2\,(d_s - d_g^2)$$

ist. Im vorigen Falle aber war der Steuerwasserverbrauch m proportional dem Werthe (19), der die gleiche Form besitzt wie der obige, und da d_g in beiden Fällen nicht stark verschieden sein wird, so ergibt sich auch m nicht bedeutend anders als früher.

Mönchkolben als Gegenkolben. Eine weitere Variation ergibt sich, wenn man bei der früheren Einrichtung den Gegenkolben nach Fig. 971 als Mönchkolben construirt und durch eine am Deckel des Steuercylinders angebrachte Stopfbüchse ins Freie hinausragen lässt. Es ist klar, dass ein solcher Gegenkolben g nahe dieselbe Function erfüllt, wie in Fig. 975; der Druck oder Zug des ober w befindlichen Wassers wirkt stets auf die Differenz der Flächen von w und g, also hier auf die ringförmige Oberfläche von w, und die Oberfläche von g ist constant einem geringen Druck ausgesetzt. Nur der Umstand, dass der letztere Druck hier der atmosphärische ist, während derselbe früher um die Höhe der Wassersäule vom Gegenkolben bis zum Unterwasser kleiner war, ändert ein wenig die statischen Verhältnisse. Der Steuerwasserverbrauch ist kein wesentlich anderer als im vorigen Falle, und die Anordnung gewährt den Vortheil, dass der Steuercylinder aus Einem Stück bestehen und die Kolben nach oben hinausgezogen werden können, dann dass die Liederung des Gegenkolbens durch eine Stopfbüchsendichtung ersetzt ist und der Gegenkolben zugleich den Gang der Steuerung zu beobachten gestattet. Es ist diese Construction bei mehreren Maschinen mit Vortheil in Anwendung.

Bezeichnet h den Höhenunterschied zwischen dem Wendekolben und dem Ausgusse der Maschine, so erhält man als Bedingung für den Aufgang der Steuerkolben

$$\gamma \frac{\pi}{4} \left[d_w^2 (H - h) + (d_w^2 - d_g^2)\, h - d_s^2 H\right] > R + G \text{ oder}$$

$$(29) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad d_w^2 - d_g^2 \frac{h}{H} - d_s^2 > \frac{4\,(R + G)}{\pi H \gamma}$$

und für den Niedergang, wo der Druck auf die Ringfläche des Wendekolbens von oben und unten gleich gross ist,

$$\frac{\gamma \pi}{4}[d_s^2 H - d_g^2 (H - h)] > R - G \text{ oder}$$

$$(30) \quad \ldots \quad d_s^2 - d_g^2 \left(1 - \frac{h}{H}\right) > \frac{4 (R - G)}{\pi H \gamma},$$

Ist h gegen H gering, so kann man behufs vorläufiger Berechnung $h = 0$ setzen, wodurch die Gleichungen (29) und (30) in (22) und (23) übergehen, daher die Berechnung der Kolbendurchmesser wie früher vorzunehmen und nur bei der schliesslichen Controle die obigen Beziehungen (29) und (30) anzuwenden sind.

Ist dagegen eine verhältnissmässig hohe Hinterwassersäule vorhanden und die Steuerung nächst der Maschine aufgestellt, so folgt aus (29) und (30), indem man Gleichheits- statt der Ungleichheitszeichen, dann für R den Werth (17) einführt und G vernachlässigt,

$$(31) \quad \ldots \quad d_w^2 - d_g^2 \frac{h}{H} - d_s^2 = 0{\cdot}032\,(d_w + d_g + d_s) \text{ und}$$

$$(32) \ldots \quad d_s^2 - d_g^2 \left(1 - \frac{h}{H}\right) = 0{\cdot}032\,(d_w + d_g + d_s).$$

Aus (31) folgt

$$d_w^2 - d_g^2 \frac{h}{H} - d_s^2 = d_s^2 - d_g^2 \left(1 - \frac{h}{H}\right),$$

$$(33) \quad \ldots \quad d_w^2 + d_g^2 \left(1 - 2\frac{h}{H}\right) - 2\,d_s^2 = 0$$

und aus (32)

$$31{\cdot}25\,d_s^2 - d_s - 31{\cdot}25\,d_g^2 \left(1 - \frac{h}{H}\right) - d_g = d_w$$

$$(34) \ldots \quad d_w = A - d_g\,(B\,d_g + 1), \text{ worin}$$

$$(35) \quad \ldots \quad \begin{cases} A = 31{\cdot}25\,d_s\,(d_s - 1) \text{ und} \\ B = 31{\cdot}25\left(1 - \frac{h}{H}\right) \text{ ist.} \end{cases}$$

Substituirt man (34) in (33), so folgt

$$(36) \quad . \quad [A - d_g\,(B\,d_g + 1)]^2 + d_g^2 \left(1 - 2\frac{h}{H}\right) - 2\,d_s^2 = 0$$

Man nimmt d_s gleich dem Durchmesser des Einfallrohres an, ermittelt A und B aus (35), dann auf dem Versuchswege d_g aus (36),

endlich d_w aus (34) und controlirt, ob die Bedingungen (29) und (30) erfüllt sind.

Wende- und Gegenkolben können auch mit Vortheil wie bei der Schiebersteuerung der Adalbertschachter-Maschine (s. Anordnung) ausgeführt werden, wobei noch eine der Kolbenliederungen durch eine Stopfbüchse ersetzt ist.

Dreikolbensystem mit getrennten Cylindern. Nach Fig. 973 können auch der Wende- sammt Gegenkolben in abgesonderte Cylinder verlegt werden. Da die Räume unter dem Wende- und ober dem Steuerkolben mit dem Einfallrohr communiciren, so ist klar, dass die Steuerung sich ganz wie die vorige verhält. Der Vortheil ist hier, dass man die Kolben einzeln herausnehmen kann; der Mönchkolben g ist mit der Stange des Steuerkolbens s durch einen leicht zerlegbaren Rahmen verbunden, der aus zwei Traversen t und zwei Stangen n besteht, die zu beiden Seiten des oberen Cylinders herablaufen. Jedoch wird durch diese Verbindung das Ganze etwas complicirter und wächst die Stopfbüchse für die Kolbenstange von s zu.

Man bringt auch, wie in Fig. 953, den Steuerkolben s und Gegenkolben g in einen gemeinschaftlichen Cylinder und setzt die Kolbenstange in den zweiten Cylinder fort, in welchem sich der Wendekolben befindet. Ist das Gewicht der Kolben ausgeglichen, so können s und g gleich gross gemacht werden, und für den Wendekolben ergibt sich nur der zur Ueberwindung der Reibung nothwendige Querschnitt. Der Steuerwasserverbrauch wird jedoch nicht geringer, denn die Hilfswassersäulenmaschine muss dann doppeltwirkend sein, d. h. das Kraftwasser muss abwechselnd in den Raum ober und unter dem Wendekolben eintreten; dasselbe füllt daher bei jedem Doppelhub zweimal den Cylinder des Wendekolbens.

Hierher gehört die Steuerung der unter „Anordnung" beschriebenen Darlington'schen Maschine.

Vierkolbensystem. Ein Steuerungssystem mit vier Kolben kommt bei getrenntem Cylinder für den Wendekolben vor. Das Princip desselben ist durch die Fig. 974 repräsentirt, in welcher EA das Einfall- und Abflussrohr, r das Gurgelrohr, s der Steuerkolben, $g\,g_1$ zwei Gegenkolben und w den Wendekolben darstellen, in dessen Cylinder das Einfallwasser abwechselnd durch v und v_1 einströmt, während das verbrauchte Wasser gleichzeitig durch den zweiten dieser Kanäle austritt. Die Kolben $g\,g_1$ haben gleichen Durchmesser mit dem Steuerkolben und gleichen den Druck auf letzteren vollständig aus, so dass bei der Bewegung nach beiden Richtungen, abgesehen von dem Gewichte, nur die Reibung der Kolben zu überwinden ist.

Bezeichnet H das Gefälle, d_w den Durchmesser des Wendekolbens, d die Weite des Einfallrohres, so sind die Durchmesser von s, g und g_1 gleich d zu machen, und ist R die Reibung der vier Kolben, so muss

$$\gamma H \frac{d_w^2 . \pi}{4} > R$$

sein. Die Reibung des Kolbens g_1 ist kleiner als die von g und s, weil der erstere nur dem Druck des Abfallwassers ausgesetzt ist; der einfacheren Rechnung wegen kann man indessen die Reibung der drei Kolben als gleich gross und analog zu (17)

$$R = 0{\cdot}008\ \gamma H \pi\ (3 + d d_w)$$

setzen. Durch Substitution dieses Werthes in die obige Beziehung ergibt sich, indem man mit $\gamma H \pi$ abkürzt,

$$\frac{d_w^2}{4} > 0{\cdot}008\ (d_w + 3\ d),$$

$$d_w^2 - 0{\cdot}032\ d_w > 0{\cdot}096\ d,$$

$$d_w > 0{\cdot}016 + \sqrt{0{\cdot}016^2 + 0{\cdot}096\ d},$$

oder, da man das erste Glied unter dem Wurzelzeichen vernachlässigen kann,

$$d_w > 0{\cdot}31\ (0{\cdot}05 + \sqrt{d}).$$

Wegen der geringen Reibung des Gegenkolbens genügt der Werth

$$d_w = 0{\cdot}3\ (0{\cdot}05 + \sqrt{d}).$$

In dieser Art, jedoch mit liegenden Cylindern, ist die Steuerung der Maschine auf der Grube Centrum ausgeführt; bei Fig. 974 wäre die hängende Stopfbüchse von Nachtheil. Im Allgemeinen dürfte kein besonderer Vortheil zu Gunsten dieser Einrichtung sprechen.

Vorsteuerung. Die Vorsteuerung hat nach dem Vorigen die Aufgabe, das Rohr v, Fig. 970 bis 973 und 975, zu Ende der einzelnen Hube des Treibkolbens abwechselnd mit dem Einfall- und dem Abflussrohre in Verbindung zu setzen.

Hierzu bedient man sich ähnlicher Einrichtungen wie für die Hauptsteuerung selbst, und zwar eines Hahnes, Schiebers oder Kolbensystems; das Rohr v, Fig. 970 u. s. w., nimmt gegen diese Apparate dieselbe Stellung ein, wie das Gurgelrohr r gegen die Hauptsteuerung. Die Bewegung der Vorsteuerung aber erfolgt direct von der Maschine aus.

Die Zu- und Ableitung des Wassers geschieht durch Röhren, in welchen Hähne angebracht sind, die den wichtigen Zweck erfüllen, die Geschwindigkeit des Durchströmens, daher auch die Bewegung der Steuerkolben zu reguliren und so weit zu verzögern, dass die Absperrung des Gurgelrohres allmälig, der Stillstand der Maschine unter einem geringeren Stosse eintritt. Macht man den Steuerkolben höher als die Mündung des Gurgelrohres, so lassen sich zwischen den einzelnen Huben auch Pausen erzielen, indem die Maschine so lange in Ruhe verbleibt, als die Mündung des Gurgelrohres ganz durch den Steuerkolben gedeckt ist. Die Dauer dieser Pausen kann nun durch die erwähnten Stellhähne regulirt werden.

Um die Bewegung der Kolben nach beiden Richtungen abgesondert verändern zu können, muss in dem Zu- und Ableitungsrohre der Vorsteuerung je ein Hahn vorhanden sein; durch Anordnung eines einzigen Hahnes im Rohre *v* würde dieser Zweck nicht erreicht.

Als Durchmesser für die Röhren u. s. w. der Vorsteuerung genügen 5 bis 8 Centimeter, da das Wasser jedenfalls mit hinreichender Geschwindigkeit durchströmt und der Effectsverlust durch Reibung des Wassers ohne Bedeutung ist. Bei zu grossem Querschnitt muss mittelst der Stellhähne stark gedrosselt werden. Nur wenn der Querschnitt der Rohre durch eine Kolbenstange oder dergleichen verengt ist, soll der Durchmesser entsprechend vergrössert werden.

Vorsteuerung mit Kolben. Diese stimmt im Allgemeinen mit der Hauptsteuerung, jedoch ist der Wendekolben entbehrlich. Nach Fig. 958 genügen ein Steuerkolben *k* und ein Gegenkolben *m*; das Rohr *e* stellt die Verbindung mit dem Einfall- und *a* mit dem Abflussrohre her, *v* ist das in den Hauptsteuerungscylinder mündende Gurgelrohr, a_1 communicirt ebenfalls mit dem Abflusse. Bei der gezeichneten Stellung strömt das Einfallwasser in den Hauptsteuerungscylinder, bei der punktirten Stellung fliesst das verbrauchte Steuerwasser durch *a* ab. In *e* und *a* sind die Regulirungshähne angebracht, an die Kolbenstange schliesst sich die äussere, direct von der Maschine bewegte Steuerung an.

Der Kolben *m* gleicht den Wasserdruck auf *k* aus. Gibt man dem ersteren einen grösseren Durchmesser als dem letzteren, so lässt sich dadurch auch das Gewicht der Kolben und Kolbenstange ausgleichen. Im entgegengesetzten Falle wird die Kolbenstange durch eine über eine Rolle laufende Kette mit einem Gegengewicht verbunden.

Der Gegenkolben *m* kann nach Fig. 970 statt als Scheiben- auch als Mönchkolben hergestellt werden, wodurch die Verbindung des oberen Cylinderendes mit dem Abflussrohre entbehrlich wird. Passirt der Mönchkolben bei seiner Bewegung die Mündung des Rohres *e*, so wird der

Vorsteuerungscylinder im obersten Theile entsprechend erweitert, so dass der ringförmige Querschnitt um den Mönchkolben herum dem sonstigen Querschnitt des Vorsteuerungscylinders gleichkommt.

Bei der Vorsteuerung der Maschine zu Huelgoat ist nach Fig. 959 noch ein Kolben k_0 vorhanden, welcher dem Ganzen das Aussehen der Hauptsteuerung Fig. 971 gibt, jedoch nur zur Führung dienen kann, da die Räume ober und unter k_0 durch das Rohr e_1 in Verbindung stehen, daher der Wasserdruck nur auf den Querschnitt des Mönchkolbens *m* aufwärts wirkt und die statischen Verhältnisse dieselben sind, als ob k_0 und e_1 nicht vorhanden wären.

Aeussere Steuerung. Unter dieser Benennung ist der Mechanismus zu verstehen, welcher die Bewegung vom Treibkolben oder von dessen Kolbenstange an die Vorsteuerungskolben überträgt.

Diese Uebertragung kann nach Fig. 970 direct durch einen am Kolben befestigten Arm *l* erfolgen. Der Nachtheil ist dabei, dass ein zu grosser Spielraum für die Bewegung der Vorsteuerungskolben gelassen werden muss, also der Hub der letzteren zu gross ausfällt, indem derselbe dem Wege gleich wird, welchen der Treibkolben vom Beginn der Umsteuerung an noch zurücklegt. Dieser Uebelstand wird vermieden, wenn man eine Hebelumsetzung anwendet, welche die Bewegung in verjüngtem Maasse auf die Vorsteuerung überträgt, wie z. B. in Fig. 964, worin *T* den Treibkolben, *m* den Mönchkolben der Vorsteuerung bedeutet; der Arm *l* drückt mittelst der Stellringe *o p* die frei schwebende Stange *s* abwechselnd auf und nieder und diese bewegt mittelst eines bei *a* drehbaren Hebels *h* den Kolben *m*. Das an einer Kette hängende Gewicht *g* gleicht die Last der Stange *s*, sowie die der Vorsteuerungskolben aus.

Bei dieser Einrichtung hängt der Hub der Vorsteuerung noch stets von dem des Treibkolbens ab und ist daher nicht ganz constant, da der Endlauf des Treibkolbens durch verschiedene Geschwindigkeit der Bewegung der Steuerkolben u. s. w. modificirt wird. Will man einen stets constanten Hub der Vorsteuerung erhalten, so muss die Stange *s* einen Leergang erhalten, so dass sie den Hebel *h* oder die Axe *a* stets nur um den gleichen Winkel dreht und sich noch fortbewegen kann, während *a* in Ruhe bleibt. Dann fällt auch die Nothwendigkeit einer Umsetzung weg. So kann an die Steuerstange *s* nach Fig. 960 eine Knagge *k* befestigt werden, welche abwechselnd mittelst der Hebel *h* und h_1 den Kolben *m* bewegt, und zwar stets nur so lange, bis die Knagge den geradlinigen Theil der Hebel $h\ h_1$ erreicht.

Das geradlinige Endstück der Hebel $h\ h_1$ kann auch wegbleiben und statt dessen die Knagge eine grössere Länge erhalten, so dass die-

selbe nur an einem Punkte der Hebel schleift, wie Fig. 961 andeutet. Um die Abnützung zu vermeiden, werden dabei Rollen an den Hebelenden angebracht. In dieser Art ist die äussere Steuerung Fig. 957 ausgeführt; dabei sind h h_1 und der die Vorsteuerung m bewegende Hebel zu einem dreiarmigen Hebel vereinigt, die Knagge k besitzt eine derartige Form, dass die Rollen stets beide mit der Knagge oder mit der Steuerstange in Berührung bleiben. Wenn z. B. beim Niedergange von s die untere Rolle von der unteren schrägen Aussenfläche der Knagge seitwärts gedrückt wird, wälzt sich zugleich die zweite Rolle an der oberen Abschrägung gegen die Steuerstange zu. Die extremen Stellungen sind ausgezogen und punktirt angedeutet, und man sieht, dass bei denselben die Steuerstange sich noch weiter auf-, beziehungsweise abwärts bewegen kann, ohne dass das Hebelsystem sich weiter dreht.

Soll die Knagge unmittelbar am Treibkolben oder Gestänge befestigt werden, also die Steuerstange wegbleiben, so wird der Hub der Knagge gleich dem des Kolbens, daher die Steuerhebel eine grosse Länge erhalten müssten. In diesem Falle sind daher nach Fig. 962 und 963 zwei Knaggen in verschiedenen Ebenen anzubringen, von welchen k_1 beim Aufgange gegen die obere Rolle r_1 wirkt und dieselbe in die punktirte Stellung r_2 bringt, wobei gleichzeitig die untere Rolle sich von r nach r_1 bewegt; beim Niedergange stösst k die untere Rolle von r_1 nach r, und die obere kehrt von r_2 nach r_1 zurück. Das Gewicht g gleicht die Last der Hebel und der mit der Stange m verbundenen Vorsteuerungskolben aus.

Vorsteuerung mit Hahn. Diese ist auf zweierlei Art ausgeführt. Nach Fig. 986 besitzt der Hahn eine T-förmige Bohrung, E ist das Einfall- und A das Abflussrohr der Vorsteuerung, r das in den Hauptsteuerungscylinder mündende Rohr. Bei der Stellung Fig. 986 communicirt r mit E; dreht man den Hahn um 90^0, so wird r mit A verbunden. Die Drehung selbst erfolgt durch eine äussere Steuerung.

Die zweite Ausführung, den Brendel'schen Hahn, zeigt Fig. 976; der Hahn hat dabei zwei Kanäle, und es kann, indem man denselben stets in der gleichen Richtung um je 90^0 dreht, r abwechselnd mit E und A in Verbindung gesetzt werden. Bei dieser Bewegung reibt sich der Hahn gleichförmiger ab als bei wechselnder Drehung. Eine solche Steuerung ist unter „Anordnung" bei den zweicylindrigen Maschinen beschrieben.

Um einen dichten Schluss zu erzielen, hat man die an der grösseren Grundfläche des Hahnkegels befindliche Höhlung des Gehäuses mit der Einfallröhre in Verbindung gesetzt, wobei aber die Reibung leicht zu gross wird.

Aus ähnlichen Gründen wie für die Hauptsteuerung sind die Hähne auch für die Vorsteuerung nicht besonders geeignet.

Vorsteuerung mit Schieber. Ist die Hilfswassersäulenmaschine einfachwirkend, strömt also nur auf einer Seite des Wendekolbens abwechselnd Einfallwasser zu und das verbrauchte Wasser ab, so genügen nach Fig. 942 am Schieberspiegel zwei Kanäle, von welchen der eine zum Abflussrohre *a*, der andere in den Steuercylinder *S* geführt ist. Das Rohr *e* verbindet den Schieberkasten *K* mit dem Einfallrohre. Die Schieberstange ist wie bei Dampfmaschinen zweckmässig beiderseits vom Schieber zu führen und der letztere mit einem Rahmen zu umgeben, der in der Stange eingeschaltet ist, so dass der Schieber ungeachtet seiner Abnützung stets mit dem Sitze in Berührung bleibt.

Bei der gezeichneten Stellung tritt das Einfallwasser in den Steuercylinder, wird dagegen der Schieber in der Richtung des Pfeilers bewegt, so strömt das Wasser durch die Höhlung des Schiebers von *S* nach *a* ab.

Für die Schieberstange ist eine horizontale Lage passend, weil sich dabei die äussere Steuerung am einfachsten gestaltet; von einer mit Stellringen versehenen Steuerstange, die mit zwei Knaggen mit schräger Angriffsfläche versehen ist, wird die mit entsprechenden Ansätzen ausgestattete Schieberstange bewegt.

Ist jedoch die Hilfswassersäulenmaschine doppeltwirkend, so ist die Steuerung wie für eine gleichartige Dampfmaschine auszuführen, und die Kanäle gestalten sich am einfachsten, wenn sich der Schieber parallel zur Axe des Steuercylinders bewegt (s. die Beschreibung der Maschine auf der Grube Centrum). Für diesen Fall wird die Vorsteuerung mit Schieber bedeutend weniger complicirt als die mit Kolben.

Steuerkolben. In der Regel bestehen die Kolben der Hauptsteuerung aus einer Anzahl mit Fett getränkter Lederscheiben, welche zwischen zwei Deckplatten von etwas geringerem Durchmesser durch eine Schraubenmutter eingeklemmt und aussen cylindrisch abgedreht werden. Nach Umständen werden beide Deckplatten abgesondert, auch aus Messing hergestellt, oder es wird eine derselben mit der Kolbenstange im Ganzen geschmiedet. Zwischen den Lederringen werden zuweilen Messingringe eingelegt. Bei neueren Maschinen verwendet man*) schmale, zu einem langen Riemen zusammengenähte Lederstreifen, welche lagenweise um den Kolbenkörper gewickelt, mittelst der aufgeschraubten Deckplatte zusammengepresst und dann abgedreht werden. Es ist dadurch eine Ersparung erzielt, da diese Dichtung viel weniger Leder beansprucht.

*) Civilingenieur 1871, 17. Bd., S. 119.

An einigen Orten hat man Kolben ganz ohne Liederung, nur aussen glatt abgedreht, verwendet, wie zu Huelgoat, wo dieselben nach 7jährigem Gebrauche erst so weit abgenützt waren, dass sie durch solche mit Lederdichtung ersetzt werden mussten. Endlich versieht man die Kolben am äusseren Umfange statt der Liederung mit einer Anzahl eingedrehter Nuthen, um durch die wiederholte Querschnittsänderung den Wasserdurchgang zu erschweren.

Ueber die Höhe der Liederung wurde S. 603 das Erforderliche angegeben.

Um die Stärke der Kolbenstange zu ermitteln, hat man, wenn o die Fläche des grössten Kolbens der Steuerung, ω den Querschnitt der Kolbenstange, welche den auf o ausgeübten Druck zu übertragen hat, H das Gefälle bedeutet, und wenn man 6,000,000 Kil. Belastung pr. Quadratmeter zulässt,

$$1000\, o\, H = 6{,}000{,}000\, \omega,$$

$$\omega = \frac{o\, H}{6000},$$

oder wenn d den Durchmesser des Kolbens bedeutet, die Stärke δ der Steuerkolbenstange

$$\delta = 0{\cdot}013\, d \sqrt{H};$$

es ist jedoch angemessen, eine Constante beizufügen, daher

$$(37) \quad \ldots\ldots \quad \delta = 0{\cdot}02\left(1 + 0{\cdot}65\, d \sqrt{H}\right)$$

zu setzen.

Die Hubbegrenzung erfolgt dadurch, dass man die Kolben gegen angegossene Vorsprünge am Boden und Deckel des Steuerungscylinders, oder die Kolbenstange gegen aussen befindliche Widerlagen stossen lässt. Sind die Kolben mit keiner nach aussen gehenden Kolbenstange versehen, so soll an den obersten eine dünne, durch eine Stopfbüchse geführte Stange angeschlossen werden, um stets den Gang der Kolben controliren zu können.

Der Steuerkolben soll derart geformt sein, dass er die Mündung des Gurgelrohres nur allmälig absperrt. Zu diesem Zwecke gibt man den beiden Deckplatten p, Fig. 967 und 968, eine grössere Dicke und bringt in denselben schräge Einschnitte an, oder man formt die Deckplatte nach Fig. 965 conisch; in beiden Fällen ist l die Ledereinlage. Auch wird beides combinirt, indem man auf die Platten p, Fig. 967, noch Kegel aufsetzt. Rationell scheint die Form Fig. 969, weil hier der Querschnitt des Wassers anfangs rascher, gegen Ende, bis zur vollständigen Absperrung, immer allmäliger vermindert wird. Beim Wende- oder Gegenkolben dagegen können Scheiben mit ebener Oberfläche beibehalten werden.

Fig. 996 zeigt die Steuerkolben einer Maschine, welche mit nur 4 Atm. Druck arbeitet, daher besondere Mittel zur allmäligen Absperrung nicht angewendet sind. Je eine Deckplatte der Kolben ist mit der Kolbenstange aus Einem Stück geschmiedet. Der Bügel *a* dient zum Herausziehen der Kolbenstange. Jedoch fehlt eine Einrichtung zur Beobachtung des Ganges der ganz eingeschlossenen Kolben.

Dreikolbensystem mit Ventilkolben. Fig. 977 zeigt eine Detail-Ausführung des Dreikolbensystems Fig. 971, welches als Gegenkolben einen Mönchkolben besitzt. An den messingenen Mönchkolben *g*, Fig. 977, ist unten ein plattenförmiger Theil angegossen, darauf folgt eine gleichfalls messingene Scheibe und zuletzt eine gusseiserne Schlussplatte. Zwischen diesen drei Platten sind Lederstulpe zur Dichtung eingesetzt. Der Steuerkolben besitzt hier eine eigenthümliche, bei mehreren Freiberger, sowie bei Maschinen zu Schemnitz und Joachimsthal angewendete Form. Derselbe ist aus zwei Ventilen s und s_1 aus Gusseisen und einem messingenen Mittelstück n zusammengesetzt, welches durch Fig. 978 im Schnitte nach mn dargestellt ist und aus Nabe, 2 Endplatten und radialen Rippen besteht. In den Endplatten sind wieder schräge Ausschnitte u wegen allmäliger Absperrung angebracht, die Dichtung erfolgt durch Lederscheiben, welche zwischen n und den Ventilplatten s s_1 eingelegt sind; die zunächst an letzteren befindlichen Lederscheiben besitzen einen grösseren Durchmesser, so dass sie den Ventilsitz abdichten. Bei der gezeichneten tiefsten Stellung strömt das Wasser aus dem Gurgelrohr r zwischen den Rippen des Mittelstückes n zum Abflussrohr A; bei der höchsten Stellung schliesst das Ventil s_1 ab und das Einfallwasser gelangt aus E in das Gurgelrohr r.

Durch das Anschlagen der Ventile s und s_1 wird der Hub der Steuerkolben nach beiden Richtungen begrenzt. An das Rohr v ist die Vorsteuerung angeschlossen, der Steuerungscylinder ist ausser bei r noch durch die Platte p an dem mit einem entsprechenden Angusse versehenen Treibcylinder befestigt.

Der Vortheil dieser Construction ist, dass der Hub der Steuerkolben (gleich dem in der Figur ersichtlichen Abstande des Ventils s_1 von seinem Sitze), daher auch der Verbrauch an Steuerwasser gering wird und dass kein Verlegen durch Sand stattfindet, ferner dass der Kolben die Mündung des Gurgelrohres nicht passiren muss, was eine ungleiche Abnützung der Liederung hervorruft. Dagegen lässt sich das untere Ventil s_1 nur nach Entfernung des Cylinderbodens nach unten herausnehmen, und dies ist in dem durch die Tragbrücke der Maschine beengten Raum unbequem auszuführen.

Steuercylinder. Die Wandstärke des Cylinders ist nach der für

Pumpenröhren im Abschnitt I gegebenen Regel, doch möglichst reichlich zu bemessen.

Wie früher bemerkt, wird der Cylinder nach Fig. 943 und 944 an der Stelle, wo das Gurgelrohr mündet, erweitert. Um den Kolben an dieser Stelle nicht ohne Führung zu lassen, bringt man in der Fortsetzung der Cylinderwand Stege *s*, Fig. 966, an. Soll dadurch der Querschnitt des Wasserstromes nicht verengt werden, so muss die Gesammtbreite der Oeffnungen mindestens der Breite des Gurgelrohres oder dem Durchmesser des Treibcylinders gleichkommen; dieser ist meist circa doppelt so gross als der des Steuercylinders, also gleich $2\, d_s$, während der Umfang des letzteren $\pi\, d_s = 3{\cdot}14\, d_s$ ist, so dass für die Stege der genügende Raum bleibt. Doch wird durch die Stege jedenfalls ein Hinderniss gegen die Bewegung des Wassers geschaffen.

Fig. 996 und 997 zeigen die Detailconstruction eines Steuercylinders für ein Zweikolbensystem, bei einer Maschine mit 40^m Gefälle, im Vertical- und im Horizontalschnitte durch das Gurgelrohr *r*. Die Erweiterung der Cylinders an der Stelle, wo das Gurgelrohr einmündet, ist nicht centrisch, sondern derart ausgeführt, dass der Querschnitt des durch die Erweiterung gebildeten ringförmigen Kanales gegen das Gurgelrohr hin wächst, entsprechend der Zunahme der durch diesen Querschnitt bewegten Wassermenge. Das Gurgelrohr *r* ist durch den Steg *n* verstärkt, *E* ist das Einfall- und *A* das Abflussrohr. Der Hub der Steuerkolben wird nach oben durch den ringförmigen Vorsprung *p* am Deckel des Steuercylinders, nach unten durch den Absatz *a a* im Innern des letzteren begrenzt.

Andere Formen des Steuercylinders s. bei „Steuerkolben“.

Details der Vorsteuerung. Die Kolben der Vorsteuerung werden ähnlich wie die der Hauptsteuerung ausgeführt, doch ist eine Rücksicht auf allmäligen Abschluss nicht nothwendig, da der Vorsteuerungskolben das zur Hauptsteuerung führende Rohr passirt, während die Steuerkolben in Ruhe sind. Für die Kolbenstange genügt bei 5 bis 8 Cent. Kolbendurchmesser eine Stärke von 2 bis 3 Cent.

Der Cylinder erhält an der Stelle, wo das Gurgelrohr sich anschliesst, eine Erweiterung, damit das Gurgelrohr niedriger, der Hub kleiner wird. Die Wandstärke soll zur Sicherung gegen Brüche nicht zu klein sein.

Fig. 990 ist der Verticalschnitt und Fig. 991 und 992 sind Horizontalschnitte des zur Hauptsteuerung Fig. 996 gehörenden Vorsteuerungscylinders in doppeltem Massstabe; *e* ist das Zu- und *a* das Abflussrohr für das Steuerungswasser, *v* das zur Hauptsteuerung führende Gurgelrohr; Mönchkolben und Kolbenstange sind aus einem Stück geschmiedet.

Hahnsteuerung. Bei alten Maschinen wurde zur Steuerung ein Hahn angewendet, welcher je nach Einrichtung der Maschine verschiedene Bohrungen erhielt. Für eine einfachwirkende eincylindrige Maschine entspricht ein Dreiweghahn Fig. 985; dabei ist E das Einfall-, A das Abfluss- und r das Gurgelrohr. Bei der gezeichneten Stellung fliesst das verbrauchte Wasser aus r durch A ab; nach einer Drehung um 90^0 communicirt nach Fig. 986 r mit E, daher nun Druckwasser in den Cylinder eintritt.

Bei beiden Stellungen wird der Hahn nach der Richtung der Pfeile mit einer Kraft an die Wand des Gehäuses gepresst, welche dem Wasserdruck auf die Querschnittsfläche der Bohrung a oder der Mündung des Rohres E gleichkommt. Dieser Druck wirkt stets in der Axe der Bohrung a, doch abwechselnd nach entgegengesetzten Richtungen. Dadurch ergibt sich eine starke Abreibung und wird die Bewegung des Hahnes erschwert. Bergrath Schitko hat diesen Uebelstand durch sogenannte Elidirungsräume beseitigt, d. s. Vertiefungen n o, Fig. 987, an der Aussenfläche des Hahnes, in welche die in Fig. 985 und 987 angedeuteten Kanäle münden. Bei der Stellung Fig. 985 communiciren daher die Räume n, bei der Stellung Fig. 986 die Räume o mit dem Einfallrohr und es ergibt sich dadurch ein Gegendruck, welcher bei entsprechender Grösse von n und o den oben erwähnten Wasserdruck gerade aufhebt. Bei anderer Bohrung des Hahnes ergibt sich auch eine geänderte Stellung der Elidirungsräume.*)

Ungeachtet dieser sinnreichen Verbesserung und obwohl die Hahnsteuerung einfach ist, wenig Raum erfordert und das Wasser wenig ablenkt, ist sie doch ausser Gebrauch gekommen, da der Hahn, besonders bei grösseren Dimensionen, zu wenig dicht schliesst.

Zur Bewegung des Steuerhahnes diente ein um eine Axe drehbares Gewicht. Fig. 988 und 989 zeigen eine solche Gewichtssteuerung. Es sind zwei Ketten k k_1 einerseits an der Kolbenstange der Maschine oder an einer von derselben bewegten Steuerstange s, anderseits an einer hölzernen Welle w derart befestigt, dass wenn die eine Kette gespannt ist, die andere einen gewissen Längenüberschuss zeigt und sich einsenkt. Ferner steht die Welle in ähnlicher Art durch zwei Ketten l l_1 mit einem an der Axe des Hahnes h befestigten zweiarmigen Hebel in Verbindung; g ist das Gewicht (der Hammer). Beim Niedergange der Stange s bleiben beide Ketten k k_1 eine Zeit lang schlaff, endlich wird

*) Einen Hahn für eine zweicylindrige Maschine beschreibt Rühlmann in seiner allgemeinen Maschinenlehre, 1. Bd., S. 347.

k_1 gespannt und die Welle *w* so weit gedreht, dass der Hammer *g* sich bis über die verticale Stellung hinaus bewegt. Derselbe setzt nun die Bewegung durch sein Eigengewicht fort, spannt die Kette l_1, während *l* sich noch weiter einsenkt, und bewirkt die Drehung des Hahnes. Beim Aufgange der Stange *s* wird der Hammer in die gezeichnete Stellung zurückbewegt.

Nach Fig. 983 ist an der Steuerwelle ein Holzklotz *g*, der Fallblock befestigt, und steht diese Welle durch Ketten $l\,l_1$ und $k\,k_1$ einerseits mit dem Hebel an der horizontalen Hahnaxe, anderseits mit dem Steuerhebel *h* in Verbindung, welcher durch zwei Knaggen an der Kolbenstange *s* abwechselnd auf- und niederbewegt wird; die Verstellung des Hahnes erfolgt dabei in ähnlicher Art wie früher.

Diese Steuerung, welche eine Art historischer Berühmtheit besitzt und in wenig veränderter Form auch als Pendel- und Wagensteuerung ausgeführt wurde, stand noch vor Kurzem bei alten Maschinen in Schemnitz, Bleiberg, Raibl u. s. w. im Betrieb. Der Nachtheil derselben ist, dass die Umsteuerung durch das fallende Gewicht zu rasch erfolgt, daher der Treibkolben sich nur langsam bewegen darf, wenn nicht starke hydraulische Stösse eintreten sollen. Auch leidet der Mechanismus durch die beständigen Schläge des Fallbockes gegen seine Unterlage.

Ventilsteuerung. Bei einigen Maschinen wurden Ventile zur Steuerung angewendet. Für eine einfachwirkende Maschine sind zwei Ventile, eines für den Ein- und das andere für den Austritt des Wassers erforderlich. Um die Hebung dieser Ventile zu erleichtern, sind dieselben mit Gegenkolben verbunden. Fig. 982 zeigt die principielle Anordnung der inneren Steuerung. *E* ist das Ein- und *A* das Abflussrohr, *e* das Ein- und *a* das Auslassventil, *r* das in den rückwärts stehenden Treibcylinder mündende Gurgelrohr; $g\,g_1$ sind die beiden Gegenkolben. Der Raum ober *g* communicirt durch ein Rohr *v* mit dem Gurgelrohre, der Raum ober g_1 durch v_1 mit dem Abflussrohre. Beim Niedergange des Treibkolbens ist zwischen *e* und *g* der Druck des Einfallwassers vorhanden und wirkt auf *e* ebenso stark abwärts, als auf *g* aufwärts; ober *g* wirkt der geringe Druck des abfliessenden Wassers, daher die zu Ende des Niederganges erfolgende Hebung von *e* leicht von Statten geht. Während des Kolbenaufganges aber ist *e* gehoben und wirkt ober und unter *g* der gleiche Druck des Kraftwassers, daher auch beim Schlusse des Ventiles — welcher übrigens durch die Maschine direct stattfindet — blos die Reibung zu überwinden ist. Ebenso findet man, dass auch die Bewegung von *a* stets nur eine geringe Kraft erfordert.

Die äussere Steuerung ist eine Gewichtssteuerung und erfolgt ganz

ähnlich, wie bei einer einfachwirkenden Dampfmaschine ohne Condensation, also mit zwei Ventilen und ohne Pausen; es sind zwei Steuerwellen mit Quadranten vorhanden, eine gleichzeitig mit dem Treibkolben bewegte Steuerstange schliesst mittelst Knagge und Hebel das Einlassventil und löst dadurch zugleich das Fallgewicht für das Auslassventil aus u. s. w.

Bei grösserer Druckhöhe werden die Gewichte zu gross und es dient in diesem Falle eine Hilfswassersäulenmaschine mit zwei Kolben zur Bewegung der Ventile. So zeigt Fig. 994 im Detail die Steuerung der kleinen Wassersäulenmaschine von Bornemann auf der Grube Wolfgang Maassen bei Schneeberg, welche bei „Anordnung“ beschrieben ist. Das Einfallrohr ist unten U-förmig gekrümmt und an den aufsteigenden Schenkel E desselben schliesst sich der Ventilkasten mit dem Ein- und Auslassventil e und a; in den Raum unter a mündet vorn das Gurgelrohr, ober a das Abflussrohr A. Das Wasser strömt daher von unten durch die Ventilöffnung, und es wären Gewichte zum Schliessen der Ventile nothwendig, welche jedoch durch den Wasserdruck auf die Kolben $f f_1$ ersetzt sind. Auf die untere Fläche dieser Kolben wirkt der atmosphärische Druck, während ober denselben abwechselnd Einfallwasser zu- und das verbrauchte Wasser abgeleitet wird. Als Vorsteuerung diente ursprünglich ein Hahn, der jedoch eine so grosse Reibung verursachte, dass die Theile der äusseren Steuerung zu stark in Anspruch genommen wurden, daher an seine Stelle ein Zweikolbensystem substituirt wurde, welches von der Maschine zu Ende der Hube in Bewegung gesetzt wird.

Beim Aufgange ist, wie die Zeichnung zeigt, der Raum ober f durch r_1 mit dem Abflussrohre v_1 in Verbindung und der Druck des durch E zufliessenden Wassers hält das Ventil e geöffnet, während der Raum ober f_1 durch r mit dem Zuflussrohre v in Verbindung steht, daher a geschlossen bleibt. Nun schiebt die Maschine die Vorsteuerungskolben abwärts, so dass durch r_1 Einfallwasser ober f zuströmt und das Ventil e schliesst, dagegen der Raum ober f_1 mit einem zweiten Abflussrohre v_2 in Verbindung tritt und a durch den Druck des im Treibcylinder befindlichen Wassers gehoben wird. Der Treibkolben geht daher nieder, bewegt die Vorsteuerung wieder aufwärts u. s. w.

Man sieht, dass die Bewegung beider Ventile gleichzeitig stattfindet und dass während derselben etwas Einfallwasser aus E durch beide Ventilöffnungen direct in das Ausgussrohr A gelangen kann. Doch erfolgt die Bewegung der Ventile so rasch, dass dieser Verlust sehr gering sein soll.

Die Vortheile der Ventilsteuerung sind nach Bornemann der com-

pendiösere Bau der Maschine, der geringe Verbrauch an Steuerwasser und die zulässige grössere Geschwindigkeit des Treibkolbens. Diese ist bei der obigen Maschine 0·36 m pr. Secunde, bei 130 m Gefälle und 1·7 m Hub. Bei einer auf der Alportgrube erbauten Maschine mit 3 m Hub und 40 m Gefälle soll dieselbe sogar 0·7 m betragen. Der raschere Gang dürfte eben dadurch ermöglicht sein, dass das eine Ventil sich früher öffnet als das andere ganz geschlossen ist, daher das Wasser stets einen Ausweg findet und geringere Stösse beim Hubwechsel eintreten. Nachtheilig ist dagegen die rasche Abnützung und öftere Verlegung der Ventile bei unreinem Betriebswasser. Die Bewegung der Ventile durch Kolben scheint vorzüglicher als die complicirte Gewichtssteuerung.

Schiebersteuerung. Bei der vielfachen anderweitigen Verwendung der Schieber musste man nothwendig darauf verfallen, dieselben auch zur Steuerung der Wassersäulenmaschinen zu benützen. Für eine einfachwirkende Maschine ist dieselbe Einrichtung wie für eine gleichartige Dampfmaschine nothwendig, der Austrittskanal wird um circa $^1/_3$ höher als die Mündung des Gurgelrohres hergestellt, da nur die letztere Dimension auf den Schieberhub von Einfluss ist. Die Bewegung erfolgt durch eine Hilfswassersäulenmaschine.

Die Schiebersteuerung gewährt den Vortheil, dass der Weg des Wassers verhältnissmässig einfach wird. Der wesentliche Uebelstand derselben ist die starke Reibung, welche einen grösseren Arbeitsaufwand, daher Steuerwasserverbrauch und eine rasche Abnützung zur Folge hat. Auf dem Schiebersitze wird daher eine auswechselbare Platte befestigt; ferner gibt es ein für den Steuerwasserverbrauch günstigstes Verhältniss zwischen Höhe und Breite der Mündung des Gurgelrohres, da mit der ersteren Dimension der Hub zunimmt, dagegen die Fläche des Schiebers abnimmt, und es soll dieses Verhältniss möglichst eingehalten werden. In Příbram ist man über diese Steuerung sehr befriedigt, der Schieber und dessen Unterlagsplatte müssen nur nach je 1 bis $1^1/_2$ Jahren nachgehobelt werden.

Um endlich den Wasserdruck auf den Schieber selbst herabzusetzen, ist eine Entlastung am Platze. Hierzu ist bei der unter „Anordnung“ beschriebenen Maschine des Adalbertschachtes, Fig. 1002, ein Mönchkolben *k* in Anwendung, dessen Fläche etwas kleiner ist als die des Schiebers *s*, so dass dieser nur mit einem der Differenz beider Flächen entsprechenden Druck angepresst wird. Der Kolben ist mit dem Schieber durch ein Gelenk verbunden und beschreibt seinen sehr kurzen Hin- und Rücklauf in einem Cylinder mit Stopfbüchse.

Wenn aber nun z. B. wegen Aushängung einzelner Pumpen das

Gestänggewicht für den Niedergang zu gross und daher eine Hemmung dieser Bewegung durch Drosselung erfordert wird, so kann der Druck unter dem Treibkolben so hoch steigen, dass der Schieber von seinem Sitze abgehoben wird. Dagegen liesse sich abhelfen, indem man die Drosselklappe in das Gurgelrohr verlegt; bei der Adalbertschachter Maschine wird der Zweck dadurch erreicht, dass an dem Rahmen, der die Schieberstange mit dem Wendekolben *w*, Fig. 1001, verbindet, Stellringe *n* angebracht sind, mittelst welcher der Hub des Schiebers regulirt resp. vermindert werden kann. Der Schieber *s*, Fig. 1002, gelangt dann nicht mehr bis in die gezeichnete höchste Stellung, das Gurgelrohr *r* wird nur theilweise geöffnet, die Drosselung erfolgt an der Mündung desselben statt mittelst der Drosselklappe, und der unter dem Treibkolben vorhandene Druck pflanzt sich nicht mehr bis in die Höhlung des Schiebers fort.

Dieses Mittel ist nicht gut verwendbar, wenn die Hemmung des Niederganges rasch stattfinden oder öfters geändert werden soll, wie z. B. wenn ein Pumpensaugventil undicht wird oder wenn die Maschine bei leeren Pumpensteigröhren angelassen werden soll, wobei das Gestänggewicht nur allmälig in dem Maasse zur Wirksamkeit kommen darf, als die Steigröhren durch den Gang der Pumpe gefüllt werden. Besser entspricht für solche Fälle die in Fig. 995 dargestellte Schieberentlastung der Maschine am Segengottesschachte bei Přibram. An den Schieber *s* ist hier mittelst Gelenk die horizontale, in der Mitte geschlitzte Stange *a* angeschlossen und diese durch eine Stopfbüchse im Deckel des Schieberkastens geführt, der wegen Bewegung des Gelenkes einen pyramidal geformten Ansatz hat. In den Schlitz der Stange *a* greift der kurze Arm eines Winkelhebels, an dessen zweitem Arme ein beliebig verschiebbares Gegengewicht *g* befestigt ist. Durch Verschiebung des letzteren und durch Auftreten auf den Hebel kann der Grad der Ausgleichung rasch und der jeweiligen Drosselung entsprechend bei der Ingangsetzung so lange regulirt werden, bis die Pumpensteigröhren gefüllt sind und die Drosselklappe bis auf die normale Weite geöffnet ist.

Sonstige Einrichtungen.

Es sind nun noch die zur Regulirung des Ganges und zur Gewichtsausgleichung dienenden Theile, dann die Fundirung der Maschinen zu besprechen.

Gewichtsausgleichung des Gestänges. Die bei Gestängen angegebene ältere Ausgleichung mit Kette und Gegengewicht kam auch bei Wassersäulenmaschinen zur Anwendung.

Am Segengottesschacht bei Přibam ist ein Contrabalancier zur Ausgleichung angebracht.

Das gewöhnliche Mittel besteht in der bereits S. 584, 587 und 589 besprochenen Hinterwassersäule. Diese ist in der Anlage einfacher als ein Balancier, an dessen Stelle blos die Röhrentouren von der Maschine bis zur Ausgussstelle treten, nur werden durch die längere Röhrenleitung die Nebenhindernisse etwas vermehrt, durch die grössere Druckhöhe die hydraulischen Stösse verstärkt, und es lässt sich die Ausgleichung nicht wie bei einem Gewichtsbalancier reguliren, welcher daher vorzuziehen ist, wenn die Maschine an einem noch weiter abzuteufenden Schacht steht und das Gestänge eine zunehmende Ausgleichung erfordert.

Stellt man die Steuerung im Niveau des Ausgusses auf, so ist von diesem bis zur Maschine hinab nur eine einfache Röhrentour nothwendig, welche als verlängertes Gurgelrohr zu betrachten ist. Wegen der vom Treibkolben aus nothwendigen Transmission zur Vorsteuerung wird jedoch diese Anordnung nur bei geringer Höhe der Hinterwassersäule oder in dem Falle wie am Constantinschacht*) entsprechen, wo wegen Befestigung eines Hubpumpengestänges das Hauptgestänge bis zum Ausguss verlängert ist und die dort befindliche Steuerung bethätigt.

Endlich kann man nach Fig. 993 eine Gewichtsausgleichung erzielen, indem man einen Scheibenkolben *s* mit einem Mönchkolben *m* verbindet. Der untere Cylinderraum ist dabei in beständiger Verbindung mit dem Einfallrohr, während oben durch das Rohr *r* mittelst der Steuerung abwechselnd Einfallwasser zu- und wieder abgeleitet wird. Der Querschnitt des Mönchkolbens entspricht der Ueberwucht, die Ringfläche dem wirksamen Gestänggewicht. Beim Aufgange, wo *r* mit dem Abfallrohre communicirt, wird das Gestänge durch den Wasserdruck auf die ganze Kolbenfläche *s* gehoben, beim Niedergang wirkt der Druck des Einfallwassers auf die ganze untere und auf die ringförmige obere Fläche von *s*, daher ein dem Querschnitt des Kolbens *n* entsprechender Druck nach oben resultirt, welcher das Gestängeübergewicht balancirt. Beim Aufgange tritt ein Wasserquantum gleich der Fläche von *s* multiplicirt mit dem Hub in den Cylinder, beim Niedergange verdrängt der Mönchkolben ein seinem Volum gleiches Wasservolum, welches wieder in das Steigrohr zurückströmt; der wirkliche Verbrauch ist also das Product aus der Ringfläche und dem Hub. Diese Fläche ist aber ebenso gross als der Querschnitt, welchen bei gewöhnlicher Anordnung und einer anderen Ausgleichungsart der Treibkolben erhält, daher wird auch der

*) Zeichnungen der „Hütte", 1862.

Wasserverbrauch in beiden Fällen, wie übrigens selbstverständlich ist, der gleiche.

Die Anordnung erspart also die Röhren für eine Hinterwassersäule, dafür wird der Cylinderdurchmesser grösser, beim Niedergange treten wie bei der Hinterwassersäule hydraulische Widerstände ein, indem das Wasser der Einfallröhren wegen Eindringen des Mönchkolbens eine allerdings nur langsame aufsteigende Bewegung annimmt, endlich ist der merklichste Uebelstand, dass ein Scheibenkolben erfordert wird.

Eine solche Anordnung war am Neuschachte bei Freiberg für eine nur Saugsätze enthaltende Anlage in Verwendung; der Scheibenkolben hat dabei 0·41, der Mönchkolben, eine dickere Kolbenstange, 0·145^{m} Durchmesser.

Betrieb. Zur Entleerung der Maschine und der Einfallröhren müssen wie bei Pumpen Röhrchen mit Hähnen angebracht werden. Die Absperrung des Wassers erfolgt durch das Tagventil.

Die Geschwindigkeit der Steuerkolben, also auch die eventuelle Dauer der Pausen wird durch die Hähne in dem Zu- und Abflussrohre der Vorsteuerung, die Geschwindigkeit des Treibkolbens durch die Drosselklappen im Einfall- und Abflussrohre regulirt. Beim Betrieb können nun in Bezug auf die Aenderung der Leistung zwei Fälle vorkommen: entweder wird die von den Pumpen zu hebende W a s s e r - m e n g e oder der W i d e r s t a n d kleiner, indem z. B. einzelne Pumpen ausser Gang kommen.

Ist die zu hebende Wassermenge kleiner, so kann man durch Pausen oder durch geringere Geschwindigkeit die kleinere Leistung erzielen; dabei wird der Wirkungsgrad nur wenig geändert, weil das Product aus Hub und Kolbenfläche, also der theoretische Wasserverbrauch der Maschine, und andererseits die Leistung der Pumpen pr. Hub nahe gleich bleiben; nur der Wasserverlust durch Undichtheiten bei der Kraftmaschine nimmt wenig oder gar nicht ab, daher der wirkliche Aufwand an Kraftwasser etwas steigt.

Nimmt aber der Widerstand der Pumpen ab, so muss entweder das Gestänggewicht vermindert und die Drosselklappe im Einfallrohre, oder, was einfacher und meist nur allein ausführbar ist, bei ungeändertem Gestänggewicht die Drosselklappe im Abfallrohre mehr gesperrt werden. Im ersten Falle ist nämlich der Druck des Einfallwassers auf den Treibkolben für das verminderte Gesränggewicht zu gross und derselbe wird durch Drosselung entsprechend herabgesetzt; im zweiten, wo das Gestänggewicht für den Niedergang zu gross wäre, wird durch Verengung des Abfallrohres der Wasserdruck unter dem Treibkolben gesteigert und somit die Ueberwucht des Gestänges ausgeglichen. In beiden Fällen ist

die Kraftwassermenge ebenso gross, die Leistung der Pumpen aber geringer, daher der Wirkungsgrad kleiner als bei vollem Betriebe. Der Ueberschuss an Rohkraft wird eben durch das künstlich geschaffene Nebenhinderniss der Drosselung aufgezehrt.

Herr Althans meint*), dass die Regulirung der Geschwindigkeit vortheilhafter durch Aenderung des Hubes der Steuerkolben, also theilweise Sperrung des Gurgelrohres zu erzielen sei. Es ist jedoch für den Effect der Maschine gleichgültig, ob die Drosselung durch eine besondere Klappe oder durch den Steuerkolben erfolgt, dessen Liederung dabei nur einer stärkeren Abnützung ausgesetzt wäre.

Sicherung gegen Stösse. Zur Vermeidung der hydraulischen Stösse ist eine allmälige Absperrung des Gurgelrohres durch die angegebene Form der Steuerkolben zweckmässig.

Ein hinter dem Steuerkolben angebrachtes Sicherheitsventil, welches sich gegen eine zum Einfallrohre geführte Leitung öffnet, wie solches bei hydraulischen Krahnen vorkommt, könnte von Nutzen sein (vergl. S. 86).

Was die Anwendung eines am unteren Ende des Einfallrohres, vor der Steuerung anzubringenden Windkessels betrifft, so wurden 1839 bei Freiberger Maschinen diesbezügliche Versuche gemacht, die aber ein ungünstiges Resultat ergaben, indem sich heftige Stösse beim Betrieb einstellten.**) In Bayern wurden die Windkessel, da sie in der Praxis, besonders bei starken Maschinen, grosse Nachtheile zeigten, aufgegeben.***) Nach Weisbach†) nimmt bei dem grossen Druck das Wasser bald die ganze Luft des Windkessels auf, daher entweder ein beweglicher Kolben zwischen Luft und Wasser eingesetzt oder eine Luftpumpe aufgestellt werden soll, welche die Verluste stets ersetzt.

Bei der Maschine auf der Centrumgrube (s. „Anordnung") brachte der Windkessel heftige Stösse hervor, die auch durch eine im Einfallrohre angebrachte Reactionsklappe nicht beseitigt wurden. Althans schreibt dies dem Umstande zu, dass die Klappe sich zu langsam schliesst, und schlägt daher einen Ersatz derselben durch mehrere kleine, z. B. aus Kautschuk bestehende Klappen vor.

Bei der Wassersäulenmaschine des Stefanschachtes bei Přibram sind die Einfallröhren zuerst geneigt in einem obertägigen Kanal, dann durch einen Injectionsschacht von geringer Tiefe vertical zu der nahe

*) Preuss. Zeitschrift 1861, 9. Bd., S. 14.

**) Freiberger Jahrbuch für den Berg- und Hüttenmann 1839, S. 11.

***) Combes' Bergbaukunde, deutsch von Hartmann, 2. Bd., S. 365.

†) Ingenieur- und Maschinenmechanik 1865, 4. Aufl. 2. Bd. S. 744.

unter Tags befindlichen Maschine geführt. Der verticale Theil der Röhren hat nun eine weitere Fortsetzung nach aufwärts, welche oben geschlossen ist und in der sich Luft befindet, die wie in einem Windkessel wirkt. Durch zwei Hähne kann man das in dem Aufsatze befindliche Luftquantum reguliren.

Im Allgemeinen dürfte aus dem Gesagten resultiren, dass Windkessel für Maschinen ohne Rotationsbewegung nicht empfehlenswerth sind (vergl. S. 86 und 270).

Fundirung. Die Maschine muss der Beschaffenheit des Gesteines wegen zuweilen etwas höher oder tiefer als im Niveau des Abflussstollens aufgestellt werden. Das Fundament und die Verankerung der Maschine mit demselben muss der hydraulischen Stösse wegen sehr solid ausgeführt sein. Aeltere Maschinen wurden wie die Pumpen auf hölzerne Einstriche gestellt, bei neueren verwendet man eiserne Träger, deren Enden auf einem Quadermauerwerk ruhen, welches durch Gurten gestützt wird.

Anordnung.

Bei der Anordnung der Wassersäulenmaschinen ist besonders zu beachten, dass das Wasser möglichst wenig Krümmungen und Querschnittsänderungen zu passiren hat, welche Forderung allerdings bei den gebräuchlichen Steuerungsarten nicht leicht durchführbar ist. Vorläufig werden hier, wie bisher, nur die eincylindrigen stehenden Maschinen mit einfacher Wirkung ins Auge gefasst und sollen einige Ausführungen derselben angegeben werden.

Maschine mit Zweikolbensystem und Schiebervorsteuerung. Diese am Altantonstollen zu Eisenbach bei Schemnitz*) ausgeführte Construction zeigen Fig. 981 in der Ansicht, Fig. 980 im Grundrisse und Fig. 979 im Verticalschnitte. Der Treibcylinder *T*, Fig. 979, und das Einfallrohr *E* ruhen auf abgesonderten Einstrichen, und nebstdem ist noch das Abfallrohr *A* und mittelbar der Steuercylinder durch ein drittes Paar Einstriche *n* gestützt. Diese Aufstellungsart, wobei der Druck des Wassers im Einfallrohre ausserhalb der durch die Einstriche *n* gegebenen Unterlage gerichtet ist, passt wohl nur für geringere Dimension und Druckhöhe, auch ist die richtige Montirung bei dem dreifachen Fundament schwierig.

Die Hauptsteuerung *s w* ist ein Zweikolbensystem, die Vorsteuerung erfolgt durch einen Schieber (vergl. S. 616), dessen Kasten *k*, Fig. 980,

*) „Erfahrungen“ 1858, S. 1.

durch das Rohr *e* mit dem Einfallrohr *E* in Verbindung steht, während das Rohr *a* in den Ausguss und *b* in den untersten Raum des Steuercylinders *c* mündet. Zur äusseren Steuerung dient die Stange *s*, Fig. 981, deren mittlerer breiterer Theil zwei schräge Flächen zeigt und in einen mit zwei Rollen versehenen Schlitz der Schieberstange greift. Beim Niedergang, wo die Steuerkolben die aus der Zeichnung ersichtliche Stellung besitzen, schlägt ein an der Treibkolbenstange befindlicher Arm *p* an den unteren (in der Zeichnung nicht sichtbaren) Stellring der Steuerstange, und die untere schräge Fläche an dieser bewegt den Schieber in der Richtung des Pfeiles, wobei der Steuercylinder *c* mit dem Abflussrohre in Verbindung tritt; das Wasser fliesst aus dem unteren Raume desselben ab, die Steuerkolben senken sich, das Gurgelrohr des Treibcylinders kommt mit dem Einfallrohre in Verbindung. Beim folgenden Aufgange hebt der Arm *p* mittelst des oberen Stellringes *t* die Steuerstange, der Schieber kehrt in die Stellung zurück, bei welcher das Einfallwasser in den unteren Raum des Steuercylinders tritt und die Kolben wieder in die dem Niedergange des Treibkolbens entsprechende Position zurückversetzt.

Zur Regulirung des Ganges der Steuerung dienen Hähne in den Röhren *e* und *a*, zur Aenderung der Geschwindigkeit des Treibkolbens die Drosselklappen *d d*, Fig. 979, zur gänzlichen Absperrung des Einfallwassers ein Tagschieber. Die Bewegung der Steuerkolben wird durch den Steg *u* und zwei an der verlängerten Kolbenstange befindliche Muttern sammt Gegenmutter begrenzt.

Das Wasser hat nur wenig Krümmungen zu passiren, da das Einfallrohr in die Verlängerung des Steuercylinders fällt, doch muss aus eben diesem Grunde die Kolbenstange, welche auch wegen Beobachtung des Ganges der Steuerkolben nothwendig ist, eine hängende Stopfbüchse erhalten. Dass die Verbindung zwischen Gestänge und Mönchkolben nicht zweckmässig sei, wurde bereits erwähnt.

Maschine mit Zweikolbensystem und Hinterwassersäule. Eine derart eingerichtete Maschine zeigen Fig. 1006 bis 1008*) in Seitenansicht, Schnitt und Grundriss. Der Schacht ist derart eingetheilt, dass eine zweite gleiche Maschine neben der ersten aufgestellt werden kann, die Steuerung im Niveau des Abflussstollens situirt, daher nur ein Rohr *r* für den Ein- und Austritt des Wassers vom Treibcylinder erfordert wird. Der Treibkolben ist ein Scheibenkolben, an denselben schliesst sich die hölzerne Kolbenstange *K*, welche durch gusseiserne Einlagen und Gabelstangen G_1 mit dem Gestänge *G* verbunden wird; mit geringer

*) Zeichnungen der „Hütte" 1862, Taf. 9a bis 9e.

Abänderung liesse sich zweckmässiger ein Mönchkolben verwenden, der durch einen gusseisernen Rahmen mit dem Gabelgestänge zu verbinden wäre.

Der Hub des Gestänges ist durch das hölzerne Widerlager *m* begrenzt; die Kolbenstange stösst gegen den Holzblock *h*. An den Balken des Widerlagers ist auch die unterste Stütze für das Einfallrohr *E* angebracht. Das gehobene Wasser wird durch das Pumpensteigrohr *S*, das verbrauchte Kraftwasser durch das Abfallrohr *A* in einen gemeinschaftlichen Kasten ausgegossen, an welchen sich das Abflussgerinne anschliesst.

Der Steuercylinder Fig. 996 wurde oben beschrieben, in denselben mündet an der Rückseite das (in Fig. 996 links gezeichnete) Gurgelrohr der ebenfalls bereits beschriebenen Vorsteuerung Fig. 990. Die äussere Steuerung ist nach Fig. 962 und 963 (S. 615) ausgeführt, die Treibkolbenstange *K* bis in das Niveau des Ausgusses verlängert, um das Gestänge *p* einer Hubpumpe, sowie die äussere Steuerung zu bethätigen.

Dreikolbensystem. Fig. 1009 zeigt die Maschine des Leopoldschachtes bei Schemnitz im Verticalschnitte. Die Steuerung wurde auf S. 615 und 618 (Fig. 957 und 977) besprochen. Die Steuerstange *s* ist durch ein Gewicht *q* ausgeglichen, die Knagge *k* durch eine angeschweisste Rundstange gebildet. Der Vorsteuerungscylinder ist durch die Röhren *e* und *a* mit dem Einfall- und Abflussrohre *E A* in Verbindung. Bei der gezeichneten Stellung strömt das Wasser aus dem Einfallrohre *E* durch das Absperrventil *v* und neben der Drosselklappe *d* vorüber in den Treibcylinder und hebt den Kolben. Beim Aufsteigen schlägt dieser mittelst des Armes *a* gegen den Stellring an der Steuerstange und die Knagge *k* dreht den dreiarmigen Steuerhebel *h* derart, dass die Vorsteuerung *m* in die tiefste Stellung kommt; es kann daher durch das Rohr *e* Einfallwasser in den Steuercylinder treten, das Dreikolbensystem geht nieder, das Wasser aus dem Treibcylinder fliesst durch den Steuercylinder und das Gehäuse der den Niedergang regulirenden Drosselklappe d_1 in das Abflussrohr *A*. Beim Niedergange werden die Vorsteuerungskolben wieder aufwärts geschoben und die Hauptsteuerung gelangt in die höchste Stellung, indem das verbrauchte Wasser aus dem Raume, welcher den Gegenkolben umgibt, durch das Röhrchen *a* in das Abflussrohr gelangt.

Der Mönchkolben ist auf nicht zweckmässige Weise mit dem Gestänge verbunden. Der Treibcylinder, sowie das Einfallrohr ruhen mittelst untergelegter Platten $p\ p_1$ auf einer Tragbrücke; diese besteht, wie die Seitenansicht Fig. 1010 zeigt, aus vier hochkantig stehenden Lamellen, zwischen welche verticale Rippen an den Fundamentplatten $t\ t_1$ eingreifen. Letztere liegen auf Quadersteingurten, die an den beiden

langen Schachtstössen gespannt sind. Die Platten p p_1 sind viereckig und mittelst je 4 Schrauben befestigt, welche statt der Köpfe durchlochte Endstücke besitzen, durch welche Bolzen *n n* gesteckt sind.

Aehnlich wie am Leopoldschacht ist die Steuerung am Stephanschacht in Příbram*) ausgeführt, nur mündet das Rohr *e* unter, das Rohr *a* ober dem Gurgelrohre des Vorsteuerungskolbens, daher auf letzteren constant der Druck des Einfallwassers aufwärts wirkt und das Gewicht der Kolben u. s. w. theilweise ausgleicht. Der Hebel, welcher die Vorsteuerungskolbenstange bewegt, muss dabei die zu Fig. 1009 diametral entgegengesetzte Stellung besitzen.

Vierkolbensystem. Die Maschine der Grube Centrum bei Eschweiler**) ist durch geringe Druckhöhe (14·1 Meter), grossen Cylinderdurchmesser (1·25^{m} bei 2·2^{m} Hub) und eigenthümliche Anordnung bemerkenswerth. Fig. 1000 ist eine Skizze dieser Maschine. Dieselbe ist in einem überwölbten Raum aufgestellt, an welchen sich oben die Fortsetzung des Schachtes bis zum Tagkranze anschliesst. *E* ist das Einfall-, *A* das Ausflussrohr; beide sind oben nach gleicher Richtung seitwärts gekrümmt und das Einfallrohr weiter durch einen Stollen und dann aufwärts zum Klärsumpf geführt, während das Rohr *A* das Wasser in den erwähnten Stollen ausgiesst, durch welchen dasselbe abfliesst. Die Höhe des Ausgusses ober der mittleren Kolbenstellung oder die Höhe der Hinterwassersäule beträgt 8·2 Meter, daher der mittlere Druck am Treibkolben einer Wassersäule von $14·1 + 8·2 = 22·3^{m}$ entspricht.

Die Verbindung des Treibkolbens mit dem Gestänge zeigt die Seitenansicht Fig. 999. Auf dem Kolben ist eine gusseiserne Traverse *t* und auf dieser eine Röhre *r* befestigt, welche innerhalb des eisernen Rahmens *m*, Fig. 1000, gleitet und zur Führung dient. Auf der Traverse liegen zwei Holzblöcke *h*, die beim Aufgange, wenn der normale Hub überschritten wird, gegen die Fangbalken *b* anschlagen. Durch die Blöcke *h* und das Rohr *r* ist eine schmiedeiserne Rundstange gesteckt, an welcher die in Form von Flachschienen ausgeführten Gabelstangen *g* hängen. Diese sind auch noch mit *t* verschraubt und unten durch ein Kopfstück mit dem Gestänge verbunden.

Ein- und Abfallrohr tauchen in weitere Rohrstutzen, deren obere mit Luft gefüllte Räume als Windkessel fungiren. Die Unterlage des Ganzen bildet ein dreitheiliger horizontaler Cylinder. An den beiden Endstücken desselben befinden sich je zwei ovale Mannlöcher; an die Wandung der letztern sind Füsse angegossen und in das Stützmauerwerk

*) Erfahrungen 1860, S. 1.

**) Construirt von Oberbergrath Althans, beschrieben von Baur in der Zeitschrift deutscher Ingenieure 1860, 4. Bd., S. 79.

Schienen *u* eingelegt, um den Druck auf eine grössere Fläche zu vertheilen. Das obere Fanglager *b* ist durch Bolzen *d*, welche das Mittelstück des Untersatzes umfassen, niedergehalten.

Dieses Mittelstück, welches dem Treibcylinder zur Stütze dient, wird seinerseits durch falzartige Verbindung von den beiden Endstücken getragen. In der Mitte desselben ist ein Cylinder eingegossen, der durch rundherum laufende, oben geneigt stehende Wände mit dem Hauptrohr in Verbindung steht, jedoch durch eine 13^{cm} breite Oeffnung in zwei Theile geschieden ist. In denselben ist mittelst Stopfbüchsen ein zweiter, der Steuercylinder befestigt, der Oeffnungen mit schrägen Rändern enthält, um eine gleichförmige Abnützung des Steuerkolbens *k* zu erzielen. Die Oeffnungen sind an der oberen Seite des Steuercylinders breiter als unten, um dem Wasser geringeres Hinderniss entgegenzusetzen. Je nach der Stellung des Steuerkolbens tritt das Wasser entweder aus dem Einfallrohre *E* in den Treibcylinder oder aus diesem in das Abflussrohr *A*, und passirt dabei stets die Oeffnungen im Steuercylinder und zum Theil den ringförmigen, den letzteren umgebenden Raum.

Der Steuerkolben besteht aus Gusseisen, die Liederung aus abwechselnden Leder- und Metallringen. Durch zwei Gegenkolben *n n* wird der Druck auf denselben vollständig ausgeglichen. Die Hilfswassersäulenmaschine *m* hat ganz die Construction einer doppeltwirkenden Dampfmaschine.

Die äussere Steuerung ist durch Fig. 998 abgesondert dargestellt. An einer der Gabelstangen ist (vergl. Fig. 999) eine Rundstange *s* befestigt, und diese trägt an entgegengesetzten Seiten und in verschiedener Höhe zwei Knaggen c c_1, welche beim Auf-, beziehungsweise Niedergange gegen die Hebel d d_1 schlagen. An der Welle der letzteren, welche auf einem besonderen Ständer gelagert ist, befindet sich ein dritter Hebel, welcher die Bewegung an den Vorsteuerungsschieber überträgt.

Ursprünglich waren statt des Steuercylinders in dem inneren Cylinder des Mittelstückes zwei Stopfbüchsen mit Lederringen eingesetzt und ein Steuerkolben ohne Liederung in Verwendung, der bei jedesmaliger Bewegung die eine Stopfbüchse ganz verliess; ferner eine Pendelsteuerung, und statt zweier Gegenkolben nur einer, also ein gewöhnliches Dreikolbensystem in Anwendung. Alle diese Einrichtungen mussten abgeworfen werden, weil sie sich als unzweckmässig erwiesen, die letztere insbesondere deshalb, weil bei dem geringen Gefälle ein Unterschied von $0{\cdot}6^{m}$ im Stande des Oberwassers sich schon derart fühlbar machte, dass die für ein bestimmtes Gefälle berechnete Steuerung nicht mehr entsprach. Ferner war im Einfallrohre eine gegen die Maschine sich öffnende Klappe vorhanden, welche ein Rückströmen des Wassers in

Folge Expansion der Luft im Windkessel verhüten sollte; da diese Klappe bei langsamem Gange keine Wirkung äusserte, bei raschem nur um so heftigere Stösse und Unregelmässigkeiten hervorbrachte, wurde sie gleichfalls entfernt, der Windkessel ausser Gebrauch gesetzt. Endlich kam, um den bei dem geringen Gefälle merklichen Unterschied des Wasserdruckes auf den Kolben auszugleichen, ein dem Bochkoltz'schen ähnlicher Apparat zur Anwendung: ein Balancier *a*, Fig. 1004, mit Gegengewicht *g* für die Gestängeüberwucht, und daran ein aufwärts gerichteter Arm mit dem Regulirungsgewicht *p*. Beim niedrigsten Stande des Treibkolbens, wo dieser dem grössten Wasserdruck ausgesetzt ist, wirkt das Gewicht *p* der Bewegung entgegen, in der Mitte des Hubes verhält sich dasselbe neutral, und von da an fördert es die Bewegung, am stärksten zu Ende, wo gleichzeitig der Wasserdruck auf den Kolben der geringste ist. Der Balancier wurde später als überflüssig beseitigt.

Die Anordnung dieser Maschine zeigt den Vortheil, dass das Wasser nur wenig Krümmungen zu passiren hat, als Nachtheil ist dagegen die Stellung des zu schwer zugänglichen Steuerkolbens zu bezeichnen. Als Wirkungsgrad der Maschine sammt Pumpen ergab sich unter der Voraussetzung, dass bei beiden keine Wasserverluste eintreten, der hohe Werth von 85·8 Procent. Bei den grossen Dimensionen müssen allerdings die Reibungen verhältnissmässig gering ausfallen und bei dem kleinen Druck lassen sich die Wasserverluste leicht auf ein Minimum reduciren.

Maschinen mit Schiebersteuerung. Fig. 1001 bis 1003 zeigen in zwei Verticalschnitten und im Grundrisse die von Novàk erbaute Wassersäulenmaschine des Adalbertschachtes bei Přibram.*) Der Treibkolben *m*, Fig. 1002, ist ein Mönchkolben und durch die Traverse *t*, zwei runde Gabelstangen *o* und eine untere Traverse mit dem runden Schmiedeisengestänge verbunden. Beide Traversen sind geradgeführt, die Gabelstangen *o* insbesondere noch durch Lager am Untersatze des Treibcylinders, wie der Grundriss Fig. 1003 zeigt.

Das Einfallrohr *E* enthält bei *S* den S. 596 beschriebenen Tagschieber Fig. 938 und ist unten, wie Fig. 1001 zeigt, gegabelt; zwischen beiden Theilen desselben befindet sich die Steuerung, deren fixe Gehäuse sowohl mit den Einfallröhren als mit dem Treibcylinder verschraubt sind, wodurch eine sehr solide Verbindung des Ganzen erzielt wird.

Zur Steuerung dient der Schieber *s* (in Fig. 1001 weggelassen), dessen Gehäuse beiderseits mit dem Einfallrohre communicirt, und an dessen Spiegel das Gurgelrohr *r* und das rechteckige, durch eine Mittel-

*) Erfahrungen 1862, S. 1.

rippe verstärkte Abflussrohr A mündet; bei der gezeichneten Stellung fliesst das Wasser aus dem Treibcylinder ab, bei der tiefsten Schieberstellung tritt es in denselben ein. Der Mönchkolben k dient zur Entlastung des Schiebers.

Die Bewegung des Schiebers erfolgt durch eine Hilfswassersäulenmaschine mit Mönchkolben w, der oben mit Stopfbüchse versehen ist, in welche das mit dem Einfallrohre communicirende fixe Rohr g eingesenkt ist; durch den Kanal v erfolgt der Ein- und Austritt des Steuerwassers. Bei der Einströmung wirkt der Gefällsdruck auf die Differenz der Querschnitte von w und g, bei der Ausströmung auf einen der Fläche von g gleichen Theil der inneren Bodenfläche von w. Im ersten Falle geht der Kolben auf-, im letzten abwärts, und die genannten, dem wirksamen Druck ausgesetzten Flächen sind mit Rücksicht auf den Umstand bemessen, dass die Gewichte der bewegten Körper bei der einen Bewegung hindernd, bei der zweiten fördernd wirken.

Die Vorsteuerung erfolgt durch den kleinen Schieber u, in dessen Kasten das Einfallwasser durch das Rohr e treten kann, während der Abfluss durch a stattfindet, welches Rohr (der Symmetrie wegen) gegabelt und unten beiderseits an das Austrittsrohr A angeschlossen ist. Man sieht wieder, dass bei der gezeichneten Stellung des Vorsteuerungsschiebers das Wasser aus dem Steuerungscylinder abfliesst, während bei der tiefsten Stellung von u das Wasser eintritt.

Die äussere Steuerung besteht aus der gekröpften Welle a, an welcher die Stange des Vorsteuerungsschiebers mittelst zweier Zugstangen und einer kleinen Traverse, ferner zwei durch Gegengewichte ausgeglichene Steuerhebel h h_1 befestigt sind, dann aus den Knaggen p p_1, welche je an einer von den Gabelstangen o befestigt sind. Beim Niedergange schlägt p gegen h und bewegt dadurch den Vorsteuerungsschieber in die gezeichnete höchste Stellung, bei welcher das Wasser aus dem Steuerungscylinder abfliessen kann, daher der Hauptschieber abwärts geht und das Einfallwasser unter den Treibkolben treten lässt; beim Aufgange stösst die Knagge p_1 gegen den Hebel h_1, der Vorsteuerungsschieber bewegt sich abwärts, der Hauptschieber aufwärts, das Kraftwasser kann aus dem Treibcylinder austreten und es folgt ein neuer Niedergang.

Zur Regulirung der Geschwindigkeit dient beim Aufgange der bereits erwähnte Tagschieber S, beim Niedergange eine im Abflussrohre eingeschaltete rechteckige Drosselklappe q; beide Apparate werden mittelst geeigneter Transmission durch die dem Maschinenwärter bequem zur Hand liegenden Räder b und b_1, Fig. 1001, bewegt. Der Gang des Steuerkolbens und Schiebers kann durch Hähne c c_1, Fig. 1002, regulirt werden, welche in den Rohren e und a eingeschaltet sind und ähnlich

wie sonst die Drosselklappen durch eine Schraube ohne Ende und ein am Hahne befestigtes Zahnsegment bewegt werden. Um den Schlamm aus dem Treibcylinder, den beiden Theilen des Einfallrohres, dem Steuerungscylinder und dem Kasten des Vor- und Hauptsteuerungsschiebers zu entfernen, dienen Hähne *d d* . ., welche an den tiefsten Punkten dieser Theile angebracht sind. Mittelst eines unten am Schieberkasten der Vorsteuerung befindlichen Hahnes kann das Wasser aus den Einfallröhren abgelassen werden. Um endlich den Schlamm aus dem Inneren des Steuerungskolbens *w* auszublasen, öffnet man einen Hahn, welcher an der Mündung eines im Rohre *g* eingegossenen Kanales *i* angeordnet ist.

An den beiden Theilen des Einfallrohres befinden sich Platten *p*, Fig. 1001, die zur Befestigung der Lager der Steuerwelle und als Auflage für die Tragbalken eines Bodens dienen.

Der Treibcylinder ruht auf einem runden Untersatze mit quadratischer Fussplatte und diese auf zwei gusseisernen Trägern von der in Fig. 778 (S. 441) angegebenen Form; die Träger, sowie die Fussplatten der Einfallrohre stehen auf drei Grundplatten.

Ganz ähnlich ist die Construction der Maschine am Segengottesschachte bei Přibram, nur steht dort die Schieberentlastung Fig. 995 in Anwendung.

Zweicylindrige Maschinen.

Bei einer Anzahl Maschinenanlagen sind zwei Treibcylinder angeordnet. Behufs einer Uebersicht der ziemlich mannigfaltigen Einrichtungen dieser Art kann man zuerst unterscheiden:

I. Maschinen, bei welchen beide Kolben nur ein Gestänge,

II. solche, bei welchen jeder Kolben ein Gestänge in Bewegung setzt.

Im letzteren Falle können die Maschinen bestimmt sein:

1) Für stets gemeinschaftlichen Gang beider Treibkolben; der Zweck der Anwendung zweier Cylinder ist dann gegenseitige Ausgleichung der Gestänge, zu welchem Behufe die Treibkolben gekuppelt sein müssen.

2) Für bloss abwechselnden Betrieb, wobei die eine Maschine stets als Reserve für die andere dient, die eine während des Ganges der anderen reparirt werden kann.

3) Für den Einzel- und den gemeinschaftlichen Betrieb, wobei eine Maschine wieder als Reserve für die andere dient, bei starkem Wasserandrange aber beide zugleich in Gang gesetzt werden können.

Eine bedeutende Ersparung an Anlagekosten wird erzielt, wenn für beide Cylinder gemeinschaftliche Einfall- und Pumpensteigröhren verwendet werden können, auf welchen Umstand bei der nun folgenden Betrachtung der obigen Gruppen stets Rücksicht genommen wird.

Zweicylindrige Maschinen mit einfachem Gestänge. Bei diesen bewegen sich beide Treibkolben gleichzeitig auf- und nieder und sind daher ohne Anstand gemeinschaftliche Röhrentouren verwendbar; die Ersparung ist dabei wohl nur gering, weil die Röhren doppelt so weit sein müssen, als abgesonderte für jede Maschine. Eine solche Einrichtung wurde*) von Darlington für die Alport-mines in Derbyshire hergestellt. Beide Cylinder besitzen eine gemeinschaftliche Hauptsteuerung, daher das Gurgelrohr sich in zwei Theile gabeln muss, welche in die unteren Cylinderenden münden. Die Treibcylinder enthalten Scheibenkolben, deren Kolbenstangen oben durch eine Traverse verbunden sind. An der Mitte der letzteren ist das Schachtgestänge aufgehängt, welches zwischen beiden Treibcylindern herabläuft. Da letztere ganz wie ein einziger Cylinder fungiren, so dürfte die Construction nur den Zweck haben, leichter herzustellende Gussstücke zu erhalten und namentlich die Verbindung der Kolbenstange mit dem Gestänge zu vereinfachen, da bei einer einzigen oben hinausgehenden Kolbenstange eine Gabelung des Gestänges nothwendig wäre. Bemerkenswerth sind noch die grossen Dimensionen: die Cylinder haben 0·61 m Durchmesser und 6·1 m Höhe, das Einfallrohr ist ebenso weit als die Treibcylinder.

Fig. 1005 ist eine Skizze der Steuerung dieser Maschine, welche ein Dreikolbensystem mit getrennten Cylindern darstellt; *w* ist der Wendekolben, der mittelst zweiarmigen Hebels den Steuerkolben *s* und Gegenkolben *g* bewegt, *E* das Einfall- und *A* das Abflussrohr, in welchem sich sowie im Einfallrohr ein Schieber *n* zur Regulirung der Geschwindigkeit befindet, endlich *r* das Gurgelrohr. Die Hilfswassersäulenmaschine ist doppeltwirkend; die Vorsteuerung enthält zwei Kolben, welche gegen Ende des Auf- und Niederganges mittelst der Stange *m* von der Maschine bewegt werden. Die Rohre a a_1 communiciren mit dem Abfluss-, *e* mit dem Einfallrohre. Bei der gezeichneten Stellung ist der Kolben nahe dem Ende des Niederganges, das Wasser fliesst durch *A* ab. Die Vorsteuerungskolben wurden eben in die tiefere Stellung versetzt, daher das Einfallwasser durch *e* unter den Wendekolben strömt und denselben hebt, während das verbrauchte Wasser aus dem Raume ober *w* durch *a* abfliesst. Mit der Hebung von *w* ist die Senkung von *g* und *s* verbunden, der Steuerkolben rückt unter die Mündung des Gurgelrohres,

*) Nach Weisbach's Ing.- und Masch.-Mechanik, 4. Aufl., 2. Bd., S. 722.

welches nun mit E in Verbindung tritt, daher der Treibkolben gehoben wird. Zu Ende des Aufganges versetzt die Maschine die Vorsteuerungskolben in die obere Stellung, daher das Einfallwasser ober dem Wendekolben zutritt, unter demselben durch a_1 abfliessen kann; w kehrt in die untere, s in die obere Stellung zurück, es folgt wieder der Niedergang.

Einen speciellen Zweck verfolgt ferner die Anwendung zweier Cylinder bei der von Bornemann hergestellten Maschine auf der Grube Segen Gottes Erbstollen bei Rosswein.*) Hier galt es, die Anordnung so zu treffen, dass das vorhandene Pumpengestänge alternirend durch die früher allein verwendete Dampf- oder die Wassersäulenmaschine betrieben werden konnte. Nach Fig. 1012 bis 1014 sind daher die Treibcylinder $t\,t_1$ beiderseits von der Eisenstange s aufgestellt, welche die obere Fortsetzung des hölzernen Pumpengestänges bildet. Die Verbindung der Treibkolben mit der Stange s erfolgt durch ein gusseisernes Querhaupt q, an welchem seitwärts vier Gleitstücke befestigt sind, die in eisernen Schlitten laufen. Die Treibcylinder ruhen auf einem Bodenstück, dieses auf einer der leichteren Montirung wegen eingesetzter Grundplatte und letztere auf den Schmiedeisenträgern n, welche durch die genannte Grundplatte zusammengehalten werden. Die Träger n greifen in gusseiserne, in Nischen im Gestein verkeilte Kästen. Am oberen Ende sind die Treibcylinder zwischen gusseisernen, an den Einstrichen a befestigten Backen eingeschlossen, welche zugleich eine Führung für die Stange s enthalten. Die Treibcylinder bestehen aus Blech (vergl. S. 592). Der Localverhältnisse wegen mündet das Gurgelrohr r in das obere Ende des Treibcylinders, dessen Querschnitt daher um den des Einfallrohres grösser ist als der Querschnitt des Treibkolbens, so dass das Wasser sich durch den ringförmigen Raum nicht schneller als im Einfallrohre bewegt.

Beide Gurgelrohre r vereinigen sich und münden in den Steuercylinder S; E ist das Ein- und A das Abflussrohr, die Steuerung ist wie die des Leopoldschachtes bei Schemnitz ausgeführt, der Vorsteuerungskolben wird von der mit zwei Knaggen versehenen Steuerungsstange c mittelst der Hebel d verschoben. Die Maschine ist etwas tonnlägig aufgestellt.

Fig. 1015 zeigt noch im Detail einen der Führungsschlitten l im Querschnitte nach $m\,n$ der Fig. 1013; das Gleitstück v bewegt sich zwischen zwei an l angeschraubten Schienen, die Schlitten l selbst sind

*) Civilingenieur 1871, neue Folge, 17. Bd. S. 107.

unten an den Backen, welche die Cylinder einfassen, oben an Einstrichen befestigt.

Maschinen mit stets gleichzeitigem Betriebe der Gestänge. Der Zweck solcher Einrichtungen ist Ausgleichung des Gestänggewichtes, oder auch Verwendung des Apparates als Fahrkunst, wobei die Gestänge genau gleichzeitig in und ausser Gang kommen müssen. Für beide Zwecke ist eine Kupplung der Treibkolben, sowie eine entgegengesetzte Bewegung derselben nothwendig. Aus dem letzteren Grunde strömt durch die Einfall- und Pumpenröhren, die hier stets beiden Maschinen gemeinschaftlich sind, continuirlich Wasser, und dieselben erfordern keinen grösseren Querschnitt, als separate Röhren für jede Maschine. Die Steuerungen werden gekuppelt oder es kommt nur eine Steuerung in Verwendung.

In dieser Art war z. B. die alte Maschine am Leopoldschacht bei Schemnitz hergestellt. Die Steuerung derselben erfolgte, für beide Cylinder gemeinschaftlich, durch einen Hahn, die Drehung des letzteren durch ein an seiner Axe befestigtes Zahnsegment und eine Zahnstange, welche mittelst einer Hilfswassersäulenmaschine bewegt wurde; die Steuerung der letzteren (Vorsteuerung) endlich durch einen direct von der Treibkolbenstange aus in Drehung versetzten Hahn. Der zur Hauptsteuerung dienende Hahn besass die aus Fig. 1011 ersichtliche Construction; dabei sind E und A Einfall- und Abflussrohr, $r\ r_1$ die in beide Cylinder mündenden Gurgelrohre. Bei der gezeichneten Stellung communicirt r mit A und r_1 mit E, nach Drehung des Hahnes um 90^0 r mit E und r_1 mit A, wie es der umgekehrten Bewegung der Kolben entspricht.

Ferner gehört hierher die Maschine der „alten Mordgrube" bei Freiberg*), deren Skizze Fig. 984 hier aufgenommen ist, um die Einrichtung einer Kolbensteuerung für derartige Maschinen zu erläutern. Beide Cylinder besitzen eine gemeinschaftliche Vor- und Hauptsteuerung, sind in etwas grösserer Entfernung von einander aufgestellt und ihre (hölzernen) Kolbenstangen durch einen Balancier gekuppelt. T ist der eine, T_1 der Untertheil des zweiten, etwas höher gestellten Treibcylinders; s, s_1 und s_2 sind die drei Kolben der Hauptsteuerung. Der Raum zwischen s und s_1 ist stets mit dem Einfallrohre E, der Raum zwischen s_1 und s_2 durch A_1 mit dem Ausflussrohre A in Verbindung; ober s_2 mündet das Gurgelrohr v der Vorsteuerung. Tritt durch v Kraftwasser zu, so begeben sich, da dessen Druck auf s_2 und s abwärts und nur auf s_1 aufwärts wirkt, die Kolben in die gezeichnete tiefste Stellung, daher

*) Weisbach's Ing.- u. Masch.-Mechanik, 4. Aufl., 2 Bd., S. 727.

das Einfallwasser durch E und das Gurgelrohr r in den Cylinder T einströmt, während das verbrauchte Wasser aus T_1 durch r_1 und A_1 abfliesst. Kann dagegen durch v das Steuerwasser ausströmen, so steigen, da der Druck des Einfallwassers auf s_1 grösser ist als der Druck auf s sammt Nebenhindernissen, die Kolben in die höhere Stellung auf, das Einfallwasser gelangt aus E durch r_1 nach T_1, das verbrauchte Wasser aus T durch r nach A.

Zur Vorsteuerung dient der Brendel'sche Hahn h, von dessen Gehäuse die Rohre v zur Vorsteuerung, a zum Abfluss- und e zum Einfallrohre geführt sind. Die Bewegung des Hahnes h erfolgt durch einen bei n drehbaren Winkelhebel mit Rolle p, welche durch zwei an der Kolbenstange befestigte, entgegengesetzt gestellte Keile zu Ende jedes Aufganges gegen die rechte Seite gedrückt wird, so dass die Stange t mittelst eines Schaltwerkes, dessen Rad am Hahne h befestigt ist und vier Zähne besitzt, den letzteren jedes Mal um 90 Grade, und zwar stets in derselben Richtung weiter dreht.

Die Andreasschachter Maschine bei Schemnitz sollte ausser zur Wasserhebung auch als Fahrkunst benützt werden und es wurden aus diesem Grunde die Gestänge und die Hauptsteuerungen gekuppelt. Das erstere erfolgte durch zwei in den Gestängen eingeschaltete Zahnstangen und ein dazwischen befindliches Getriebe. Jedoch bewähren sich solche Ausgleichungen für grosse Kräfte nicht, und es wurde auch die des Andreasschachtes wieder abgeworfen.

Maschinen mit nur abwechselndem Betriebe. Diese sind streng genommen als zwei für sich bestehende Individuen, nicht als eine Maschine zu betrachten; sie führen auch den Namen Schwestermaschinen. Da eine als Reserve der anderen dienen soll, ist jede mit einer abgesonderten Steuerung zu versehen, da diese eben am häufigsten der Reparatur bedarf. Dagegen können wieder gemeinschaftliche Röhrentouren zur Anwendung kommen.

Am Leopoldschachte bei Schemnitz wurde, wie der Grundriss Fig. 1022, die Seitenansicht Fig. 1023 und der Aufriss Fig. 1024 zeigen, das Einfallrohr E für die beiden, nur für abwechselnden Betrieb bestimmten Maschinen m und m_1 gemeinschaftlich hergestellt, das Hauptrohr direct bis zur ersteren herab und ein Zweigrohr z in einer Erweiterung des Schachtes zur zweiten Maschine m_1 geführt; in den mittleren Schachtabtheilungen wird gefördert. Die Schieber s s_1 dienen zur gänzlichen Absperrung des Wassers, und unter denselben sind Compensationen angebracht, um an den Maschinen frei manipuliren zu können, ohne das Rohr z von seinem Orte zu bewegen. Die Anordnung der Maschine selbst wurde früher beschrieben.

Maschinen mit Einzel- oder gleichzeitigem Gange. Sollen die Maschinen nicht nur abgesondert, sondern auch gleichzeitig betrieben werden können, so sind mit Rücksicht auf den letzteren Gang gemeinschaftliche Röhrentouren nur zulässig, wenn die Treibkolben stets entgegengesetzte Bewegung besitzen und der Hubwechsel bei beiden gleichzeitig stattfindet. Man kann folgende Ausführungen unterscheiden:

a) Die beiden Maschinen sind ganz unabhängig von einander hergestellt; b) sie besitzen gekuppelte oder gemeinschaftliche Vorsteuerung; c) die Hauptsteuerungen sind gekuppelt; d) es ist eine einzige Hauptsteuerung in Verwendung; e) die Treibkolben sind gekuppelt.

Ganz getrennte Maschinen. Bei solchen sind für beide Cylinder abgesonderte Vor- und Hauptsteuerungen angeordnet. Ein gemeinschaftliches Einfallrohr ist nicht zulässig, denn man könnte, wenn beide Maschinen im Betriebe sind, einen genau übereinstimmenden Gang derselben nur durch Stellung der Regulirungshähne und Drosselklappen zu erzielen suchen, und dies wird sich ungeachtet aller Sorgfalt nicht erreichen lassen, so dass der eine Kolben aufzusteigen beginnt, während der andere noch im Niedergange begriffen ist, das Wasser in den Einfallröhren grössere Geschwindigkeit annehmen und überhaupt diese mehrfach ändern muss, mithin auch stärkere Stösse auftreten.

Es sind daher abgesonderte Röhren nothwendig und das Ganze verwandelt sich in Schwestermaschinen, die jedoch gleichzeitig betrieben werden können. So hat man zu Huelgoat zwei ganz gleiche Exemplare vollständiger Wassersäulen-Wasserhebmaschinen neben einander aufgestellt, wodurch jedenfalls der Zweck der Reserve am vollständigsten erfüllt ist.

Gekuppelte oder gemeinschaftliche Vorsteuerung. Bei dieser Einrichtung kommen die Wendekolben beider Hauptsteuerungen gleichzeitig in und ausser Gang, doch kann deren Bewegung wegen verchiedener Reibung ungleich ausfallen und wäre daher ein gemeinschaftliches Einfallrohr wieder nicht räthlich, wenn beide Maschinen gleichzeitig gehen sollen. Uebrigens scheint eine Kuppelung der Vorsteuerungen allein nicht zur Ausführung gekommen zu sein.

Gekuppelte Hauptsteuerung. Die Kuppelung der Hauptsteuerungen erfolgt am einfachsten wie bei der Andreasschachter Maschine zu Schemnitz durch einen zweiarmigen Hebel. Dabei werden auch beide Vorsteuerungen gekuppelt oder es kommt nur eine Vorsteuerung zur Anwendung. Der Treibkolben, welcher sich eben rascher bewegt, verstellt die Vorsteuerung, so dass die beiden Hauptsteuerungen in Gang kommen und sich gleichzeitig bewegen, daher auch beide Treibkolben stets gleich-

zeitig ihren Hub beginnen und endigen; nur wird der Hub des langsamer gehenden Treibkolbens kleiner als der des anderen.

Verwendet man zwei ungekuppelte Vorsteuerungen, so wird zuerst die des schneller gehenden Treibkolbens bewegt, die Hauptsteuerungen aber kommen erst in Gang, bis auch die zweite Vorsteuerung verstellt ist; während dessen setzt der erste Treibkolben seine Bewegung fort und kann den normalen Hub überschreiten, daher obige Einrichtung vorzuziehen ist.

Gemeinschaftliche Vor- und Hauptsteuerung. Hier sind gemeinschaftliche Röhrentouren wie im vorigen Falle anwendbar. Mit Rücksicht auf den Einzelngang muss in den Gurgelrohren eine Sperrvorrichtung angebracht sein, welche so dicht schliesst, dass der betreffende Kolben nicht in Bewegung kommen kann. Zur Sicherheit wäre am Cylinderboden ein Hahn anzubringen, welcher das etwa durch die Sperrvorrichtung dringende Wasser abfliessen lässt. Ferner müsste eine doppelte äussere Steuerung angeordnet werden, damit jeder von beiden Treibkolben die Vorsteuerung in Bewegung setzen kann.

Die Einrichtung des Ganzen wird die einfachste, der Zweck der Reserve jedoch sehr wenig erfüllt.

Gekuppelte Treibkolben. Bei dieser Einrichtung ist der gleichzeitige und entgegengesetzte Gang der Kolben gesichert, daher abermals gemeinschaftliche Röhrentouren zulässig sind. Jedoch ist die Kuppelung mittelst Balancier, wie auf der alten Mordgrube, meist nur bei geringem Hub ausführbar, weil sonst beide Cylinder in grössere Entfernung kommen. Die anderen Verbindungsarten sind entweder unzweckmässig oder complicirt und behufs des Einzelbetriebes zu schwer zu lösen.

Auf den Steinkohlenwerken zu Obernkirchen wurde*) eine Maschine mit zwei Treibcylindern aufgestellt, deren Kolben durch eine Kette verbunden sind, welche oberhalb der Cylinder über eine Scheibe läuft. Die Maschine besitzt gemeinschaftliche Hahnsteuerung mit Fallbock; sie betreibt Hubpumpen. Um mit nur einem Gestänge zu arbeiten, wird die Kette von dem einen Treibkolben gelöst und wegen Ausgleichung des Gestänggewichtes an der Kettenscheibe ein Gegengewicht aufgehängt.

Sonstige Anordnungen.

Doppeltwirkende Maschinen. In ähnlicher Art wie die gleichbezeichneten Dampfmaschinen, stehend und mit auf Druck in Anspruch genommenem Gestänge, sind doppeltwirkende Wassersäulenmaschinen

*) Nach der allg. berg- u. hüttenm. Ztg. 1859, 1. Jahrg. S. 377.

nicht zur Anwendung gekommen. Das Princip der doppelten Wirkung erfordert einen geliederten Scheibenkolben, und es beschränkt sich dessen Verwendung auf liegende, rotirende und solche Wassersäulenmaschinen, welche ohne Gestänge die in unmittelbarer Nähe befindlichen Pumpen betreiben.

Tonnlägige Maschinen. Bezüglich dieser Aufstellungsart gilt das über geneigt angeordnete Pumpen S. 94 Gesagte; bei geringen Dimensionen treten allerdings die dort angeführten Nachtheile weniger hervor. Bei stärkerer Abweichung von der Verticalen sind die leichten Scheibenkolben den Mönchkolben vorzuziehen.

Fig. 1017 ist eine Skizze der in geringen Dimensionen (0·214^{m} Durchmesser und 1·714^{m} Hub, 130^{m} Gefälle) ausgeführten Bornemann'schen Maschine mit Ventilsteuerung zu Schneeberg.*) Der Treibcylinder T ist in einen mit Muff versehenen Untersatz eingelassen, durch 4 Schrauben mit demselben verbunden und am oberen Ende zwischen Balken eingeschlossen; die Einfallröhren E und der Ventikasten v ruhen auf einem zweiten Untersatze; die Unterlage des Ganzen bildet eine gemauerte Gurte. Die hölzerne Kolbenstange ist in den Mönchkolben eingesteckt und oben durch eine Traverse, an deren Enden sich Führungsrollen befinden, mit zwei zum Anschluss des Gestänges dienenden Gabelstangen verbunden. Die Steuerung wurde S. 622 beschrieben; zur Bewegung der Vorsteuerungskolben dient die Welle w, auf welcher zwei Hebel mit Rollen in der Ebene der beiden Gabelstangen und ein dritter in einer mittleren Lage aufgekeilt sind; der letztere ist mit der Vorsteuerungskolbenstange s verbunden. Auf die Rollen wirken beim Auf- und Niedergange an den Gabelstangen befestigte Knaggen. A ist das Abflussrohr.

Für die Wasserhebung aus Separatabteufen wurde ebenfalls von Bornemann**) in kleinerer Dimension die aus Fig. 1019 ersichtliche sehr einfache Construction angewendet. Die Maschine besitzt einen Scheibenkolben mit einer mittelst Stopfbüchse abwärts geführten Kolbenstange; E ist das Einfall-, A das Abflussrohr, welches an den Treibcylinder angegossen ist, A_1 der Ausguss. Die Kolbenstange besitzt oben eine durch einen Anguss von A_1 geradgeführte, aus zwei Flachschienen f bestehende Verlängerung, der Treibcylinder ist mittelst angegossener Lappen auf den Einstrichen p gelagert und durch ein zweites Paar Einstriche p_1 gegen seitliche Bewegung gesichert.

*) Civilingenieur 1856, 2. Bd., S. 50.

**) Freiberger Jahrbuch für den Berg- u. Hüttenmann 1872, S. 166.

Die Steuerung ist ein Zweikolbensystem mit Steuerkolben *s* und Wendekolben *w*; der Vorsteuerungscylinder *v* communicirt unten direct und nebstdem durch ein Rohr, dessen Mündungen bei *r r* sichtbar sind, mit dem Steuercylinder, durch *e* mit dem Einfallrohre. Zur Bewegung der Vorsteuerung dient der Hebel *h*, gegen welchen die zwischen den Flachschienen *f* eingesetzten, verstellbaren Bolzen *k* und k_1 anschlagen. Man sieht nun, dass je nach der Stellung des Vorsteuerungskolbens der Raum unter *w* durch das Rohr *r r* entweder mit *e* und dem Einfallrohre *E*, oder mit *A* communicirt, während sich zwischen *s* und *w* stets Einfall-, ober *s* stets Abfallwasser befindet. Bei *d* ist ein Drehschieber, bei d_1 eine Drosselklappe eingeschaltet; der Gang der Steuerkolben wird durch Hähne in den Röhren *e* und *r r* regulirt.

Fig. 1020 zeigt noch den Scheibenkolben. Der Kolbenkörper ist von einem Lederstulp umgeben, der durch einen Schmiedeisenring von keilförmigem Querschnitt, durch das Einlegestück *a* und zwei Keile angezogen wird.

Auch die früher beschriebene Altantonstollener Maschine ist unter 18° gegen die Verticale geneigt aufgestellt und ausser durch die Einstriche noch durch Angüsse am Cylinder gestützt, welche sich gegen Holzunterlagen lehnen.

Liegende Maschinen. Solche werden zur Bewegung zweier, behufs Gewichtsausgleichung durch Kunstwinkel gekuppelter Gestänge, dann bei directer Verbindung der Pumpe mit der Maschine verwendet. Die Maschine wird doppeltwirkend hergestellt und die Anordnung ist einfacher als die mit rotirender Welle. Als Kolben eignet sich nur ein Scheibenkolben.

Fig. 1016 zeigt im Horizontalschnitte eine auf dem Bergbau zu Raibl in Kärnten befindliche liegende Maschine.*) Der durch zwei Lederstulpe gedichtete Treibkolben *K* besitzt 1 Meter Hub und bewegt mittelst Kolben- und Schubstange die Kunstwinkel, an welchen die Pumpengestänge angehängt sind. In dem Steuercylinder *S* befinden sich zwei Steuerkolben $k\ k_1$, an den Enden desselben münden zwei Abflussrohre $a\ a_1$ und in der Mitte das Einfallrohr *E*. Bei der gezeichneten Stellung der Steuerkolben findet links vom Treibkolben Ein- und rechts Ausströmung statt; werden $k\ k_1$ in der Richtung des Pfeiles verschoben, so tritt die umgekehrte Bewegung des Wassers und des Treibkolbens ein.

Die Verschiebung der Steuerkolben erfolgt durch den Wasserdruck auf das freie Ende ihrer Kolbenstange; durch die Vorsteuerung wird

*) Jahrbuch der k. k. Bergakademieen 1877, 25. Bd., S. 354.

zu diesem Zwecke das Einfallwasser abwechselnd in einen der Räume o und o_1 geführt. Die an jedem Ende des Steuercylinders angebrachte Vorsteuerung besteht aus dem Ventil v v_1, welches eine Flügelführung besitzt, an die sich noch ein cylindrischer Bolzen anschliesst. Dieser ist durch eine Stopfbüchse mit aufgeschraubtem Deckel s s_1 ins Freie geführt. Der die Ventile v v_1 umgebende Raum communicirt durch Rohre, deren Mündungen punktirt angedeutet sind, beständig mit dem Raume zwischen den Steuerkolben, beziehungsweise mit dem Einfallrohre E; in den Stopfbüchsenstücken s s_1 sind Kanäle c c_1 für den Abfluss des Steuerungswassers angebracht. Bei der gezeichneten Stellung des Ventiles v, wo dasselbe geöffnet ist, strömt daher des Einfallwasser in den Raum o und bewegt durch seinen Druck auf das freie Ende der Steuerkolbenstange die letztere in der Richtung des Pfeiles. Ist dagegen das Ventil geschlossen, wie in der Zeichnung bei v_1 der Fall, so communicirt der Raum zwischen den Flügeln des Ventiles mit dem Kanale c_1, das Steuerwasser kann daher aus dem Raume o_1 austreten.

Die Oeffnung der Ventile v v_1 endlich erfolgt zu Ende der Hube durch zwei an der Treibkolbenstange beiderseits vom Cylinder befestigte Arme, von welchen nur der eine n angedeutet ist. Bei der gezeichneten Stellung bewegt sich der Treibkolben in der Richtung des Pfeiles; gegen Ende des Hubes öffnet der Arm n das Ventil v, das Einfallwasser gelangt nach o und bewegt die Steuerkolben in der Richtung des Pfeiles, das dabei aus o_1 verdrängte Wasser fliesst durch c_1 ab. Die Steuerkolben gelangen an die entgegengesetzte Seite der Mündungen der Gurgelröhren, der Treibkolben nimmt die entgegengesetzte Bewegung an. Dabei verlässt der Arm n den Stengel des Ventiles v, dieses schliesst sich durch den Druck des Einfallwassers und bleibt sowie v_1 geschlossen, die Steuerkolben verbleiben während des Hubes in ihrer Lage, da auf beide Enden der Kolbenstange der atmosphärische Druck wirkt, der Druck auf die Kolben selbst aber stets ausgeglichen ist. Schliesslich öffnet der zweite an der Treibkolbenstange befestigte Arm das Ventil v_1, wodurch wieder die Rückbewegung eingeleitet wird.

Das Gehäuse für die Vorsteuerung besitzt eine ovale Form und ist mittelst einer angegossenen runden Platte p am Vorsteuerungscylinder befestigt; das Zwischenstück q schliesst den Raum für das Ventil v ab, welcher einerseits offen sein muss, um das Ventil einbringen zu können. Der Treibcylinder ruht auf angegossenen hohlen Füssen, welche mit dem Fundament verankert sind.

Die Maschine zeigt einen ruhigen Gang und arbeitet fast ohne Geräusch; man ist über deren Verwendung sehr befriedigt.

Rotirende Maschinen. Das Rotationsprincip, auf Wassersäulenmaschinen angewendet, bietet zum Theil die gleichen Vorzüge und Uebelstände, welche auf S. 290 bezüglich der rotirenden Dampfmaschinen hervorgehoben wurden. Der Hub ist bei nicht rotirenden Maschinen fast ebenso genau begrenzt als bei rotirenden, indem der Treibkolben zum Stillstand kommt, sobald die Steuerung das Gurgelrohr schliesst, und gegen die rotirende Bewegung spricht der wesentliche Uebelstand einer schwierigeren Ausführung der Steuerung, welche das Gurgelrohr stets nur momentan und im Augenblicke des Hubwechsels absperren sollte. Da überdies die Schwungradwelle die Einrichtung bedeutend kostspieliger macht, so sind rotirende Maschinen zum Betriebe einer gewöhnlichen Pumpenanlage kaum am Platze.

Soll dagegen die Maschine zur Förderung und Wasserhaltung dienen, so erfordert dieselbe jedenfalls eine rotirende Welle und es kommt das S. 520 Gesagte zu berücksichtigen. Je grösser die Schachttiefe, desto geringer ist der Wirkungsgrad beim Fördern, weil die Veränderlichkeit des Seilgewichtes, also des Widerstandes bei jedem Aufzuge eine fortschreitende Drosselung erfordert. Abgesehen davon ist der Wirkungsgrad bei derjenigen von beiden Arbeiten geringer, welche die kleinere Leistung erfordert, und die Wasserkraft wird nur dann entsprechend ausgenützt, wenn die Förderung und die Wasserhebung die gleiche Rohkraft benöthigen.

Zur Verminderung des Schwungradgewichtes, sowie um eine continuirliche Bewegung des Wassers in den Einfallröhren zu erzielen und dadurch die hydraulischen Stösse zu vermindern, werden diese Maschinen doppeltwirkend und zweicylindrig, mit unter 90° verstellten Kurbeln, und der einfacheren Anordnung wegen liegend ausgeführt. Die Steuerung erfolgt meist durch Kolben, ganz wie bei der oben beschriebenen liegenden, nicht rotirenden Maschine, die Steuerkolben werden durch Excenter, die um 90° gegen die Kurbel verstellt sind, bewegt. Neuerer Zeit verwendet man auch Schiebersteuerung.

Um eine solche Maschine zu berechnen, ermittelt man zuerst nach S. 521 die erforderliche Leistung N in Pferdekräften; bezeichnet sodann $\mathfrak{m}$ die Aufschlagwassermenge pr. Secunde, $\mathfrak{H}$ das Gefälle und ε den Wirkungsgrad der Wassersäulenmaschine, so ist

$$1000\, \varepsilon\, \mathfrak{m}\, \mathfrak{H} = 75\, N,$$

$$\mathfrak{m} = 0{\cdot}075\, \frac{N}{\varepsilon \mathfrak{H}},$$

und da man mit Sicherheit auf einen Wirkungsgrad

$$\varepsilon = 0{\cdot}6$$

rechnen kann, ergibt sich die Aufschlagwassermenge pr. Secunde

$$\mathfrak{m} = \frac{N}{8\,\mathfrak{H}}.$$

Die weitere Berechnung erfolgt nach der in des Verfassers „Fördermaschinen" gegebenen Anleitung*), und es sind dort auch die Grundsätze für die Construction der rotirenden Maschinen entwickelt.

Am Michaelschachte bei Schemnitz wurde durch Bergrath Faller eine combinirte Förder- und Wasserhebmaschine aufgestellt.**)

Eine neuere Anordnung mit Schiebersteuerung und Mönchkolben, auf dem Steinkohlenbergwerk Kronprinz Friedrich Wilhelm bei Saarbrücken ausgeführt, zeigt Fig. 1021 im Grundrisse.***) Es sind $t\,t$ die vier Treibcylinder, deren je zwei mit einem gemeinschaftlichen Mönchkolben ausgestattet sind; diese bewegen mittelst gegabelter Schubstangen die Schwungradwelle w. Die Transmissionsräder $z\,z_1$ setzen einerseits die Treibkörbe k der Förderung, andererseits die Schubstange s der Kunstwinkel in Gang; m ist ein loser Kuppelungsmuff, der mit dem angrenzenden Getriebe aus einem Stück besteht. Soll gefördert werden, so rückt man mittelst des Handhebels h das Rad aus und zugleich den Muff m ein. Durch einen auf das Schwungrad S aufgelegten Riemen kann nebstdem noch ein Ventilator betrieben werden.

Die Rohre r verbinden die Enden der Treibcylinder mit einem in der Mitte aufgestellten Kasten n mit zwei Steuerschiebern, welche einander den Rücken zuwenden und durch Excenter und Stephenson'sche Coulissen bewegt werden. An den Schieberkasten schliessen sich unten in der Mitte das Einströmungsrohr E, in welchem ein Windkessel eingeschaltet ist, dann die zwei Abflussrohre a, in welche die mittleren Kanäle der ganz wie bei doppeltwirkenden Dampfmaschinen hergestellten Schiebersitze münden. Die Umsteuerung erfolgt mittelst Reversirhebel; zur Verminderung von Stössen sind hier die Kanäle $r\,r_1$ mit dem Inneren des Schieberkastens n durch Röhrchen verbunden, in welchen sich Ventile befinden, die sich gegen n hin öffnen. Wenn also in dem Augenblicke, wo der Schieber den Austritt des Wassers absperrt, der Kolben noch in

*) v. Hauer, die Fördermaschinen der Bergwerke. 2. Aufl. Leipzig 1874. S. 313.

**) Ebendas. S. 321; Jahrbuch der k. k. Bergakademieen 1858, 8. Bd., S. 126.

***) Preuss. Zeitschrift 1871, 19. Bd., S. 175.

Bewegung ist, öffnet sich das betreffende Sicherheitsventil und lässt das Wasser in den Schieberkasten austreten.

Eine gleiche Maschine wurde auf der Zeche „Vereinigte Trappe" im Sprockhöveler Revier aufgestellt.

Mayer's Wassersäulenmaschine. Die vom Ingenieur Ph. Mayer in Wien construirten Maschinen, welche, wohl nicht ganz passend, auch Wassersäulenmaschinen mit Expansion genannt werden, realisiren auf sinnreiche Art eine Ersparung an Betriebswasser bei abnehmendem Widerstand und sollen daher, als für combinirte Förderung und Wasserhaltung besonders geeignet, näher besprochen werden. An beiden Enden des Treibcylinders befinden sich Erweiterungen, in welche der Kolben nicht mehr eintritt und die im oberen Theile ein Quantum Luft enthalten. Die Maschinen werden durch einen Schieber und eine beliebige Expansions-, auch Umsteuerungsvorrichtung gesteuert, so dass die Einströmung des Wassers vor Ende des Kolbenlaufes gesperrt, mithin auch eine Verminderung des Wasserverbrauches erzielt werden kann.

Nach erfolgter Absperrung dehnt sich die Luft ähnlich wie der Dampf in einer Expansionsmaschine aus, beim Rückgange des Kolbens wird dieselbe wieder comprimirt, so dass hieraus kein Gewinn oder Verlust an Arbeit resultirt. An jedem Cylinderende ist ein Hahn und ein gegen Innen sich öffnendes Ventil angebracht; der Hahn dient, um beim Anlassen der Maschine die überschüssige Luft zu entfernen, das Ventil dagegen lässt Luft einströmen, sobald bei der Expansion die Spannung unter die atmosphärische sinkt. Durch diese Ventile ersetzt sich die vom Wasser aufgenommene Luft selbstthätig, und zu Ende des Kolbenlaufes ist stets atmosphärische Spannung im Cylinder. Die Luftpolster vermeiden auch die Stösse, welche bei der sonstigen Einrichtung aus einem unrechtzeitigen Abschlusse der Kanäle resultiren und wären ebenso für eine Kolbensteuerung verwendbar.

Nebstdem zeigt die Maschine noch mehrere Eigenthümlichkeiten. Der Bau derselben ist dem der neueren Dampfmaschinen ähnlich, indem der eine Cylinderdeckel mit dem Führungsschlitten des Gleitstückes und dem Untersatze für das Kurbellager aus einem Stück gegossen ist. Der Schieber bewegt sich in einer seinen Rücken deckenden Büchse und ist dadurch entlastet. Die Drosselklappe im Einfallrohre wird durch einen Centrifugalregulator verstellt. Am Schieberkasten sowohl als am Injectionsrohre ist ein Windkessel befestigt. Behufs Nachführung von Luft ist jeder Windkessel durch Röhren mit Hähnen mit einem Luftreservoir verbunden; öffnet man diese Hähne, so tritt die Luft aus dem Reservoir in den Windkessel und aus diesem ein entsprechendes Quantum Wasser in das Reservoir. An dem letzteren sind noch oben und unten

Hähne angebracht, welche nach Aussen münden und bei deren Oeffnung das Wasser abfliesst und wieder durch Luft ersetzt wird.

Eine solche Maschine*) wurde u. A. zu Maiern bei Sterzing in Tirol zum Betriebe von Aufbereitungsmaschinen aufgestellt und man ist dort über den Gang derselben sehr befriedigt. Das Gefälle beträgt 40^m, der Hub 0·4^m, die normale Tourenzahl 50 pr. Minute, doch wurde diese versuchsweise bei leergehender Maschine auf 90 gesteigert, ohne dass sich besondere Uebelstände zeigten.

Literatur.

Weisbach's Ingenieur- und Maschinen-Mechanik enthält Beschreibungen und ausführliche Berechnungen über Wassersäulenmaschinen; Rühlmann's allgemeine Maschinenlehre besonders geschichtliche Notizen, Beschreibungen einiger älterer Maschinen mit guten Skizzen und zahlreiche literarische Nachweisungen. Combes' Bergbaukunde behandelt vorzüglich die Wassersäulenmaschine zu Huelgoat.

Aus der neueren periodischen Literatur sind folgende Aufsätze zu erwähnen: Systeme der Wassersäulenmaschinen von Gustav Schmidt, Erfahrungen 1853, S. 18; über die Wassersäulenmaschine zu Lautenthal von Jugler, Notizblatt des Architekten- und Ingenieurvereins zu Hannover 1853, 3. Bd., 1. Heft; die Schemnitzer Wassersäulenmaschinen, beschrieben von Hellvig in den Erfahrungen 1854, S. 2; 1856, S. 3 u. 4; 1858, S. 2; die zu Joachimsthal von G. Schmidt in Erfahrungen 1856, S. 6; Effectsverlust durch die Hinterwassersäule, von demselben, Oesterr. Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen 1856, S. 300; tonnlägige Maschine mit Ventilsteuerung von Bornemann, Civilingenieur 1856, 2. Bd., S. 50; über die zweicylindrige Maschine zu Obernkirchen von Schantz, allgemeine berg- und hüttenm. Zeitung 1859, 1. Bd., S. 377; Project einer Wassersäulenmaschine für Marienbad von Heyrowsky, Jahrbuch der k. k. Montanlehranstalten 1860, 9. Bd., S. 122; Maschine auf der Centrum-Grube, beschrieben von Baur, Zeitschrift deutscher Ingenieure 1860, 4. Bd., S. 79; Maschine am Stefanschacht bei Přibram, von Hutzelmann und Novák, Erfahrungen 1860, S. 1; über die Anwendung der Wassersäulenmaschine auf den Bergbau von Althans, Preuss. Zeitschrift 1861, 9. Bd., S. 253; Bemerkungen über denselben Gegenstand, Hartmann's berg- und hüttenm. Zeitung 1861, S. 219; Adalbertschachter Maschine von Novák u. Hutzelmann, Erfahrungen 1862, S. 2; Effecte der Přibramer Maschinen von Novák, Erfahrungen 1864, S. 1; über Reibung der Liederungen, Civilingenieur 1866, 12. Bd., S. 317; über Kautschukdichtungen von Schmidhammer, Oesterr. Zeitschrift 1868,

*) Beschrieben von Gstöttner in der Oesterr. Zeitschrift für B.- u. H. 1876, Nr. 1.

Nr. 30; Vorschlag zu einer Wassersäulenmaschine, Uhland's Maschinenconstructeur 1869, 2. Bd., S. 334 u 350; zweicylindrige Maschine am Segengottesstollen bei Rosswein von Bornemann, Civilingenieur 1871, 17. Bd., S. 107; Maschine am Segengottesschacht bei Přibram, beschrieben von Gstöttner, Erfahrungen 1872, S. 1; kleine tonnlägige Maschine von Bornemann, Freiberger Jahrbuch 1872, S. 166; Geschichte der sächsischen Wassersäulenmaschinen von Gätzschmann, Freiberger berg- u. hüttenm. Zeitung 1873, 32 Bd., S. 1; Umbau der Einigkeitsschachter Maschine in Joachimsthal von Kraft, Oesterr. Zeitschrift 1877, Nr. 30; liegende Wassersäulenmaschine, beschrieben von v. Hauer, Jahrbuch der k. k. Bergakademieen 1877, 25. Bd., S. 354.

Ueber rotirende Maschinen: Rotirende Förder- und Wasserhebmaschine zu Schemnitz von Faller, Jahrbuch der k. k. Montanlehranstalten 1859, 8. Bd., S. 126; Kolben für rotirende Maschinen von Baker, polytechn. Centralblatt 1866, S. 635; Wassersäulenmaschine mit 4 Cylindern zu Saarbrücken von Maass, Preuss. Zeitschrift 1871, 19. Bd., S. 175; über Ph. Mayer's rotirende Maschinen „mit Expansion“: Zeitschrift des Oesterr. Ingenieur-Vereines 1874, 26. Bd., S. 219; Polytechn Centralblatt 1875, 29. Bd., S. 711; Uhland's Maschinen-Constructeur 1875, 8. Bd., S. 126; v. Gstöttner in der Oesterr. Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen 1876, S. 2; ebendaselbst 1877, Nr. 1; Versuche über die Leistungen bei der Förderung, ebendaselbst 1877, Nr. 37.

IX. Sonstige Motoren für Pumpen.

Ausser den Dampf- und Wassersäulenmaschinen sind oder waren zur Wasserhebung fast alle anderen bekannten Motoren in Anwendung, und zwar Wasserräder, Turbinen und Windräder; thierische und Menschenkraft wird bei den Rosskünsten und den Handpumpen benutzt; endlich kommen auch calorische und Gasmaschinen zu erwähnen. Von diesen Apparaten besitzen nur die Handpumpen grösseste Verbreitung.

Wasserradkünste.

Da in gebirgigen Gegenden, wo sich Wasserkraft zum Betriebe vorfindet, meist auch ein grösseres Gefälle eingebracht werden kann, ohne bedeutende Kosten für das Zu- und Abflussgerinne aufwenden zu müssen, so sind die zur Wasserhebung wie die zur Förderung dienenden Wasserräder meist als oberschlächtige ausgeführt. Der Durchmesser beträgt etwa 6 bis 12 Meter, und da die Umfangsgeschwindigkeit am vortheilhaftesten mit 2 bis 2·3 Meter angenommen wird, so fällt bei mässiger Geschwindigkeit der Pumpenkolben die Transmission meistens weg und es können die Kolben direct bewegt werden. Einen ungewöhnlich grossen Durchmesser (72 engl. Fuss) besitzt das Wasserhebungs-Wasserrad beim Erzbergbau zu Laxey auf der Insel Man.*)

Wegen der rotirenden Bewegung der Kraftmaschine soll der Widerstand beim Auf- und Niedergange der Gestänge gleich gross sein, was auf dieselbe Art wie bei rotirenden Dampfmaschinen erreicht werden kann; das Gewöhnliche ist die Anordnung zweier Reihen von Pumpen

*) Polytechn. Centralblatt 1873, S. 591.

mit entgegengesetzt bewegten Gestängen. Da eine Aufstellung des Rades ober dem Schachte unthunlich, eine Verlängerung der Radaxe bis an diese Stelle nicht zweckmässig erscheint, so erfolgt die Uebertragung der Bewegung meist durch Kunstwinkel. Oefters ist auch das Rad so weit vom Schachte entfernt, dass Feldgestänge zu diesem Zwecke benutzt werden müssen. Zu Idria stehen gegenwärtig noch derartige alte Wasserradkünste.

Zur Verbindung des Rades mit den Feldgestängen oder Schubstangen dienen Kurbeln (Krummzapfen), welche mit den Wasserradzapfen aus einem Stück geschmiedet oder gegossen, besser jedoch abgesondert aus Schmiedeisen hergestellt und auf den gusseisernen Zapfen aufgekeilt werden. Entweder ist nur einer der Zapfen mit einer Kurbel versehen, welche einen von den beiden gekuppelten Kunstwinkeln bewegt, oder jeder Radzapfen betreibt einen der Kunstwinkel, deren Kuppelung dann durch die Wasserradwelle selbst hergestellt ist. Hiebei sind doppelte Schubstangen oder Feldgestänge nothwendig, was bei grösserer Entfernung des Rades vom Schachte nachtheilig ist, auch fallen beide Gestänge weiter von einander. Um letzteres zu vermeiden, hat man an einen der Radzapfen eine doppelt gekröpfte Kurbel befestigt und an deren beide Zapfen die Schubstangen angeschlossen, doch ist eine solche Kurbel schwer herzustellen und weniger sicher. Sollen also beide Gestänge in derselben Schachtabtheilung Platz finden, so ist die zuerst genannte Einrichtung vorzuziehen.

Auch unterirdisch wurden Wasserräder aufgestellt, bei hohem Gefälle sogar deren zwei ober einander.

Gegenwärtig kommen dieselben wenig mehr zum Bau, weil die oberirdischen Wasserläufe zu veränderlich und oft vom Schachte zu weit entfernt sind, daher eine unvortheilhafte Bewegungsübertragung erfordern. Die unterirdischen Gefälle aber sind meist für Wasserräder zu gross und nur für Wassersäulenmaschinen geeignet; auch bedingt der Einbau in der Grube die sehr kostspielige Aussprengung und Versicherung des grossen für das Rad benöthigten Raumes.

Turbinenkünste.

Diese erfordern wegen ihrer grossen Umgangszahl eine starke Umsetzung; sie nehmen zwar einen geringeren Raum ein als Wasserräder, lassen jedoch eine Aenderung der Leistung nur auf Kosten des Wirkungsgrades zu, und nebstdem sind die unterirdischen Gefälle selbst für Partialturbinen häufig zu gross. Allerdings kann die Anlage bedeutend

billiger als die einer Wassersäulenmaschine werden. Thatsächlich kommen Turbinen nur sehr selten für Wasserhebung zur Benützung.

Auf dem Churprinz Friedrich Erbstollen bei Freiberg*) wurde von Schwamkrug eine Turbine seiner Construction von 3 Meter Durchmesser und 110 Pferdekräften reiner Leistung aufgestellt, welche durch eine Vorgelegewelle die Betriebskraft an die Kurbelwelle überträgt. An die Kurbeln schliessen sich Schubstangen, die mittelst zweier neben einander stehender Kunstwinkel die beiden geneigt aufgestellten Pumpengestänge betreiben. Die Turbinen-, Vorgelege- und Kurbelwelle liegen vertical ober einander, die Maschine befindet sich in einem im Liegenden des Kunstschachtes ausgearbeiteten Raume.

Windkünste.

Soll ein Windrad zum Betriebe von Pumpen verwendet werden, so ist eine Umsetzung ins Langsame nothwendig; man überträgt die Bewegung von der horizontalen Welle des Windrades durch die Kegelräder auf eine stehende Vorgelegewelle und richtet die Axe des Windrades drehbar ein, so dass sich dieselbe stets nach der Windrichtung stellen kann, ohne dass die Räder ausser Eingriff kommen. Man hat solche Apparate zu verschiedenen Zwecken aufgestellt, z. B. zum Heben der Soole bei Gradirwerken, wobei der Umstand zu statten kommt, dass bei stärkerem Winde, wo mehr Wasser verdunstet, auch das Rad schneller umläuft und daher mehr Soole fördert; zum Heben des Wassers aus Brunnen in Reservoirs; bei Braunkohlenbergbauen mit geringem Wasserzuflusse. Für grössere Wassermengen sind dieselben wegen der Veränderlichkeit der Windkraft nicht geeignet.

Calorische und Gasmaschinen.

Calorische Maschinen wurden besonders zur unterirdischen Aufstellung, und ausser zum Betriebe anderer Arbeiten auch für die Wasserhebung empfohlen**); doch scheint diese Empfehlung wenig oder keinen Anklang gefunden zu haben. Ein besonderer Vortheil derselben gegen Dampfmaschinen ist, dass sie keinen Dampfkessel erfordern, wodurch die Wartung des Ganzen wesentlich vereinfacht wird; jedoch sind sie voluminöser, complicirter und erfordern viel mehr Brennmaterial; der Betrieb der Feuerung in der Grube hat die gleichen Uebelstände wie bei einem Dampfkessel.

*) Freiberger Jahrbuch 1853, S. 241.
**) Berggeist 1866, Nr. 3, S. 11.

Gaskraftmaschinen erweisen sich im Betrieb als zu kostspielig und ihre Gangart ist nicht wohl geeignet zum Betrieb von Pumpen.

Rosskünste.

Unter dieser Benennung versteht man die durch Pferde betriebenen Wasserhaltungs-Einrichtungen. Eine Rosskunst besteht einem Pferdegöpel ähnlich aus einer verticalen hölzernen oder eisernen Spindel, an welcher horizontale Balken, Schwenkbäume, befestigt sind. An den Enden der Schwenkbäume werden die Pferde angespannt, welche, im Kreise herumgehend, die Spindel in Umdrehung versetzen. Die Spindel bewegt durch Zahnräder eine verticale oder horizontale Vorgelegewelle, und diese mittelst Krummzapfen die Kunstwinkel.

Die Länge der Schwenkbäume oder der Hebelsarm der Kraft soll mindestens 3, besser 4 Meter betragen, die Geschwindigkeit der Pferde kann zu $0{\cdot}9^{m}$ und die Zugkraft zu 40 Kil. veranschlagt werden; die reine Leistung bei der Wasserhebung ist, besonders bei Vorhandensein einer Umsetzung, für ein Pferd nicht grösser als 20 Kil.-Meter anzunehmen. Hiernach ergibt sich die nothwendige Zahl Pferde und die der Schwenkbäume, an welchen die Pferde paarweise angespannt werden, dann die Zahl Umdrehungen und folglich die Umsetzung; eine solche stellt sich bei den angegebenen Verhältnissen und der üblichen Kolbengeschwindigkeit der Pumpen stets als nothwendig heraus.

Die Schwenkbäume können niedriger als bei Pferdegöpeln gestellt werden, weil ein Umwenden der Pferde nicht nothwendig ist; aus diesem Grunde kann auch das Göpelgebäude, welches achteckig geformt und mit einem Pyramidendach versehen ist, einen kleineren Durchmesser erhalten, desgleichen ergibt sich dessen Höhe geringer, weil keine Treibkörbe vorhanden sind. Die Transmission erfolgt durch Kegel- oder Stirnräder und die Vorgelegewelle hat beziehungsweise eine horizontale oder verticale Stellung.

Wegen der grossen Kosten, welche die Anwendung thierischer Kräfte verursacht, kommen Rosskünste nur selten vor, daher hier nur einige Beispiele über deren Anordnung gegeben werden.

Fig. 1030 zeigt die Anordnung einer Rosskunst mit verticaler Vorgelegewelle *a*; die Schubstange *s* ist in einem überdeckten Canal zu den Kunstwinkeln geführt. Da aber der nächst dem Krummzapfen befindliche Endpunkt der Schubstange sich in einem horizontalen Kreise bewegt, muss am anderen Ende derselben eine Art Universalgelenk oder ein Kugelzapfen zur Verbindung mit dem Feldgestänge oder dem Kunstwinkel angebracht werden.

Ponson*) gibt die Anordnung Fig. 1031 ohne Umsetzung an, bei welcher die Schubstange *s* höher gelegt ist, so dass die Pferde unter derselben durchgehen; der Zapfen, welcher die Stange bewegt, ist durch die beiden sich übergreifenden Schwenkbäume gesteckt. Im vorigen Falle ist jedoch die Fundirung eine solidere.

Eine Einrichtung mit horizontaler Vorgelegewelle, also mit Kegelrädern, ist in Fig. 1032 skizzirt. An der verticalen eisernen Göpelspindel ist eine Rosette aufgekeilt, die zur Befestigung der Schwenkbäume dient. Die Vorgelegewelle *a* erhält entweder eine geringe Länge, und die mittelst Kurbel von derselben bewegte Korbstange liegt in einem gedeckten Kanal, oder die Welle *a* selbst ist in einem solchen Kanal unter der Pferdebahn durch bis in die Nähe des Schachtes geführt.

Einen unterirdischen Göpel zum Betrieb einer Pumpe für ein Pferd zeigt Fig. 1034. Der Raum für denselben ist ausgezimmert, durch die viereckige Spindel der Schwenkbaum gesteckt und an diesem der gekrümmte eiserne, 4 Cm. starke Bügel *a b* befestigt. Das Pferd steht unter diesem und die Zugstränge werden an den Punkten *a b* angeschlossen, so dass die Zugkraft genau tangential und daher am vortheilhaftesten wirkt, was bei der gewöhnlichen Bespannungsart nicht der Fall ist. Bei *g* sind Gegengewichte für den Schwenkbaum angebracht. Das obere Zapfenlager für die Spindel ist durch ein keilartiges, in einen Einschnitt des Balkens *c* geschobenes und durch Schrauben darin befestigtes Holzstück gebildet. Durch Kegelräder wird die Bewegung an die Transmissionswelle übertragen, welche ebenfalls in hölzernen Lagern läuft und mittelst Kurbel die Druckpumpe betreibt, deren Ventile *s* und *d* beiderseits vom Cylinder situirt sind.

Handpumpen.

Obgleich die Menschenkraft, wenn man blos die Betriebskosten ins Auge fasst, die theuerste, auch kostspieliger als die der Pferde ist, stellt sich dieselbe unter gleichzeitiger Berücksichtigung der Anlagskosten für die erforderlichen Apparate doch häufig billiger als die Maschinenkraft heraus. Handpumpen kommen daher noch immer ziemlich oft, in ähnlichen Fällen wie die Haspel zur Förderung, in Anwendung, und zwar dann, wenn kleine Wassermengen über geringe Höhen und durch kurze Zeit zu heben sind, also bei Schurfschächten; beim Betrieb von Abteufen in der Grube; beim Niederbringen von Schächten, so lange dieselben noch keine grössere Tiefe erreicht und keine bedeu-

*) Handbuch des Steinkohlenbergbaues, deutsch v. Hartmann, S. 934.

tende Wassermenge aufgeschlossen haben. Beim Abteufen der Schächte werden für geringen Wasserzufluss Handpumpen auch in grösseren Tiefen benützt, um das Wasser vom Sumpf bis in den Saugkasten der untersten von der Maschine betriebenen Pumpe zu heben und die letztere nicht so oft senken zu müssen.

Früher wurden die Handpumpen blos aus Holz gefertigt, gegenwärtig kommen häufig auch solche aus Eisen zur Anwendung.

Hölzerne Handpumpen. In Fig. 1025 ist die Einrichtung der hölzernen Handpumpen dargestellt. Dieselben sind Saugpumpen, indem der mit Ventil versehene Kolben *k* nahe am oberen Ende der Pumpenröhre spielt. Die letztere besteht aus entrindeten, fehlerfreien und besonders an der Stelle, wo sich der Kolben bewegt, glattgebohrten Holzröhren, welche, um eine festere Verbindung und eine breitere Dichtungsfläche zu erhalten, in schrägen Fugen zusammenstossen; die Fugen werden mit Moos, Werg oder durch Holzverkeilung gedichtet und aussen Eisenringe aufgezogen. Eine solidere Verbindung wird nach Fig. 1044 durch geschmiedete Wasserröhrenbüchsen erzielt, deren beiderseits geschärfter cylindrischer Theil in die zusammenstossenden Röhren eingreift, während der horizontale Theil in der Stossfuge liegt.

Das unterste Rohr, Fig. 1025, ist um 4 bis 5 Centimeter enger gebohrt als der obere Theil, dessen Weite bis 16 Cm. steigt, während die Wanddicke 4 bis 5 Cm. beträgt. Auf dem entstehenden Absatze liegt das Saugventil *s*. Vor der Ingangsetzung wird die Pumpe durch oben eingeschüttetes Wasser gefüllt, wobei jedoch im Saugrohr Luft verbleibt, daher das Saugventil nahe ober dem Unterwasser angebracht sein soll, damit die Pumpe rascher Wasser zieht.

Die Röhrentour wird unten auf die Sohle oder auf einen Quader gestellt und zwischen 1 bis 3 Paaren Einstrichen gehalten, welche gegen die Schachtstösse verkeilt sind. Oben schliesst sich eine hölzerne Lutte an, welche das Wasser in das Abflussgerinne oder in den Saugkasten der nächst höheren Pumpe leitet. Der Eintritt des Wassers in das Saugrohr erfolgt durch eine Anzahl kleiner Oeffnungen, um das Eindringen fremder Körper zu verhüten. Auch bei Handpumpen kommen aus Draht oder Ruthen geflochtene Saugkörbe vor; die Röhrentour ist dann an Einstrichen befestigt.

Ventile. Das Saugventil besteht nach Fig. 1042 aus einer zwischen zwei hölzernen, besser eisernen Scheiben eingeschlossenen, runden Lederplatte, welche einerseits einen Vorsprung besitzt, der durch Nägel auf dem Absatze der Pumpenröhre befestigt wird. Die Verbindung der drei Scheiben erfolgt wegen leichterer Auswechslung des Leders besser durch

Schrauben als durch Nieten. Der Bügel *a* dient zur Hubbegrenzung; statt dessen erhält auch die obere Deckplatte den Ansatz *b*.

Zuweilen verwendet man nach Fig. 1043 einen besonderen hölzernen Ventilsitz, der mit in Unschlitt getränktem Hanf gut umwickelt, eingeschoben und durch schwache, mit einer Stange ausgeführte Stösse befestigt wird. An demselben befindet sich ein Bügel *a*, der zum Herausziehen des Ventilsitzes mittelst eines Hakens dient.

Kolben. Die einfachste Kolbenform zeigt Fig. 1046: ein Cylinder aus hartem Holz, mit mehreren Oeffnungen durchbohrt und mit einer Scheibe aus dickem oder doppeltem Leder bedeckt, welche in der Mitte durch einen Bund der Kolbenstange festgehalten ist, daher beim Aufgange vom Wasserdruck an die Rohrwand gepresst wird und die Dichtung herstellt, beim Niedergange sich ringsherum aufbiegt und das Wasser durchströmen lässt. Die Kolbenstange ist gegabelt und durch Nägel an der hölzernen, 3 bis 4 Cm. starken Pumpenstange befestigt.

Dichter schliessen die Kolben, welche abgesonderte Liederung besitzen. Dieselben können ganz wie der Ventilsitz Fig. 1043 geformt werden; die Kolbenstange ist dabei mit dem Bügel *a* in einem Stück geschmiedet, der Kolben am Umfange mit einer Einkerbung versehen und diese mit Hanf umwickelt; oder es wird ein Cylinder aus Leder über den Kolben geschoben und am unteren Ende, wo sein Durchmesser etwas geringer ist, an den Kolbenkörper festgenagelt. Bei grösserem Durchmesser (über 12 Cm.) können auch die einfacheren bei Hubpumpen angegebenen Constructionen Verwendung finden; namentlich findet man Kolben mit einem an der Kolbenstange verschiebbaren Ventil.

Sehr einfach in der Herstellung sind die Trichter- oder Beutelkolben Fig. 1040. Man schneidet aus starkem Leder einen Sector, Fig. 1041, legt denselben in Trichterform zusammen, so dass die Kanten *a b* und *c d* sich übergreifen, und verbindet diese durch eine Naht aus Hanf, der in Pech getränkt ist (sogenanntem Kolbendraht). Die Kanten *a b* und *c d* sind zugeschärft, so dass der Trichter an der Verbindungsstelle nicht dicker wird, als im übrigen Theil; auch am oberen Rande schärft man das Leder zu, damit es sich beim Aufgange besser an die Rohrwand anschmiegt. Zuweilen wird ein Lederstreif *g* zur Verstärkung angebracht. Der Trichter wird nun über die hölzerne, unten eingekerbte Pumpenstange geschoben und durch Nägel, Umwinden mit Eisendraht oder einer starken Schnur befestigt.

Eine andere, oft verwendete Ausführung zeigt. Fig. 1033; hier wird aus Leder eine Scheibe mit radialen riemenförmigen Ansätzen geschnitten und der Mitteltheil derselben unten an die Kolbenstange an-

genagelt, während man die Riemen weiter oben festbindet. Die Trichterkolben erleiden jedoch eine starke Reibung und Abnützung.

Betrieb. Der Kraftangriff erfolgt entweder direct oder mittelst Hebelumsetzung.

Im ersten Falle, bei den sogenannten Krückelpumpen, ist an der Pumpenstange Fig. 1037 ein Holzstück, das Krückel *a*, von 0·35 bis 0·4^{m} Länge befestigt, welches mit beiden Händen gefasst und auf und nieder bewegt wird. Eine solche Pumpe erfordert kein Gerüst, lässt jedoch nur eine geringe Leistung zu, weil nur ein Arbeiter dabei angestellt werden kann. Die Hubhöhe beträgt 0·45^{m}, wenn der Pumpenzieher sitzend, und 0·65^{m}, wenn er stehend arbeitet.

Bei den Hebelpumpen Fig. 1039 ist an einem leichten Gerüst ein horizontaler Hebel (auch Drückel, und daher die Pumpe Drückelpumpe genannt) befestigt, der bei *a* mittelst eines durchgesteckten Stabes auf- und niederbewegt wird und die bei *b* angehängte Pumpenstange betreibt. Als Drehungsaxe fungirt eine unten am Hebel befestigte Flachschiene, welche in zwei Zapfen endigt. Die Hubhöhe des Punktes *a* ist circa 1 Meter, die Umsetzung 3- bis 4fach, daher der Hub des Pumpenkolbens 0·25 bis 0·33^{m}. Es sind ein oder zwei, selten vier Arbeiter bei einer solchen Vorrichtung thätig.

Eine specielle Art der Hebelpumpen sind die Schwengelpumpen Fig. 1038. Hier ist ober der Mündung des Schachtes oder Abteufens eine hölzerne Welle *a* gelagert und durch diese ein Hebel *b* gesteckt, an welchem das Gestänge hängt. Ein zweiter Hebel *c* mit Querstab *d* dient für den Angriff der Arbeiter; ein Holzklotz *e*, der Schwengel, von 30 bis 50 Kil. Gewicht erleichtert die Bewegung. Der Arbeiter steht seitwärts von der Ebene, in der sich der Schwengel bewegt, zieht letzteren an sich und stösst ihn dann nach der entgegengesetzten Seite. Sind zwei oder, was seltener vorkommt, vier Arbeiter beschäftigt, so stehen dieselben einander gegenüber. Um in diesem Falle einen gleichförmigen Widerstand zu erhalten, ist es zweckmässig, den Hebel *b*, wie punktirt angedeutet, zu verlängern und mit einem Gegengewicht zu versehen oder eine zweite Pumpe daran anzuschliessen. Die Länge des Hebelsarmes *a d* soll nicht grösser als 1·5^{m} sein, die Entfernung des Angriffspunktes *d* der Kraft vom Boden kann gleich 0·8^{m} genommen werden, der Hub der Pumpe gleich 0·25 bis 0·32 Meter.

Endlich verwendet man auch Kurbelbewegung, jedoch nur bei eisernen Pumpen.

Berechnung. Den allgemeinen Fall vorausgesetzt, dass die Wasserhebung durch mehrere auf einander folgende Sätze erforderlich sei, hat man zuerst die ganze Förderhöhe in Sätze abzutheilen. Die Höhe der

letzteren soll nicht grösser als 7 bis 8 Meter sein, weil man, um mit kurzen leichten Pumpenstangen auszukommen, den Kolben nahe dem Ausgusse spielen lässt, und weil überhaupt die ganze Einrichtung keinen stärkeren Wasserdruck verträgt. Der Aussguss jeder Pumpe befindet sich 0·3 bis $0·5^m$ ober dem Wasserspiegel des Kastens, in welchen das Wasser abfliesst; diese Grösse ist der eigentlichen Satzhöhe, d. i. dem Abstande zweier auf einander folgender Saugkästen, zuzuschlagen, um die Förderhöhe H eines Satzes zu erhalten. Ist M die Wassermenge pr. Secunde, so ergibt sich die reine Leistung für einen Satz gleich

$$1000\,M H,$$

und wenn e die reine Leistung eines Arbeiters pr. Secunde bedeutet, wird die für jeden Satz erforderliche Zahl z Pumpenzieher

$$z = \frac{1000\,M H}{e}.$$

Die reine Leistung e eines Arbeiters beträgt bei Hebelpumpen bei 8stündiger Schicht 4 bis 5 Kilogramm-Meter.

Aus der Zahl z der Arbeiter ergibt sich die der Handpumpen eines Satzes, indem man z durch die bei jeder Pumpe anzustellende Zahl Arbeiter dividirt; die von jeder Pumpe zu hebende Wassermenge m ist gleich M getheilt durch die Zahl Pumpen. Aus m endlich folgt der Kolbenquerschnitt A wie auf S. 59

$$A = \frac{60\,m}{\varphi\,n\,s},$$

worin n die Zahl Doppelhube, s die früher angegebene Hubhöhe und φ das Verhältniss der wirklichen zur theoretischen Wassermenge bedeutet. Man kann

$$\varphi = \frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{5}$$

und bei Hebelpumpen

$$n = 20$$

setzen.

Tretpumpen. Bei diesen erfolgt die Bewegung durch Auftreten mit dem Fusse auf ein Brett, welches mit der Pumpenstange auf geeignete Weise in Verbindung steht. Die Tritthöhe soll nicht mehr als 0·3 bis 0·35 Meter betragen. Der Arbeiter übt einen grösseren Druck aus, als bei der Bewegung eines Hebels von Hand; über die Leistung bei Tretpumpen ist wenig bekannt, weil dieselben sehr selten vorkommen.

Fig. 1028 und 1029 zeigen eine Einrichtung mit Trittbewegung.*) Durch Einschnitte in den Trittbrettern *a* sind leichte Gestänge geführt und diese mit den Kolbenstangen der Pumpen, welche in zwei Sätzen auf einander folgen, durch kleine Krummse, mit den Brettern *a* durch eiserne Schienen verbunden; das über eine Rolle laufende Seil *b* verbindet beide Gestänge. Seitwärts von den Brettern *a* stehen die zwei Arbeiter, welche stets abwechselnd auf das nächstliegende Brett steigen, sobald sich dieses in der höchsten Stellung befindet. Die festen Bühnen für die Arbeiter befinden sich in Mitte der Hubhöhe, und diese beträgt 0·7 Meter, so dass jedes Mal über 0·35^{m} Höhe aufgestiegen werden muss. Die Länge der Bretter ist 1·5 Meter. Die Leistung eines Mannes betrug bei 6 Kilogramm-Meter pr. Secunde.

Eiserne Hebelpumpen. Wegen der Unvollkommenheit und Schwerfälligkeit der hölzernen kommen gegenwärtig immer mehr eiserne Handpumpen in Anwendung. Es wäre hier nicht am Orte, auf die zahlreichen für andere Zwecke verwendeten Arten kleinerer Pumpen einzugehen, und es sollen nur einige beim Bergbau thatsächlich benützte Constructionen berührt werden. Im Allgemeinen theilen sich dieselben in Hebel- oder nichtrotirende und in rotirende Pumpen mit Schwungrad. Die Kolben sind Scheiben- oder Mönchkolben; erstere haben zwar die S. 5 angeführten Nachtheile, führen aber auf die compendiöseste Construction und das geringste Gewicht, was für den leichten Transport vortheilhaft ist; bei den geringen Förderhöhen ist der grössere Wasserverlust der Scheibenkolben weniger von Bedeutung.

Es seien für eine Hebelpumpe s der Hub des Kolbens, s_1 der des Angriffspunktes der Kraft, l die Länge des Last- und l_1 die des Kraftarmes, c die Geschwindigkeit des Angriffspunktes der Kraft, n die Zahl Doppelhube pr. Minute, so kann man

$$\frac{l}{s} = \frac{l_1}{s_1} = \frac{3}{2}$$

setzen, es ergibt sich somit

$$(1) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \begin{cases} l = 1{\cdot}5\, s \\ l_1 = 1{\cdot}5\, s_1, \end{cases}$$

ferner die Zahl Doppelhube

$$(2) \quad \ldots\ldots\ldots \quad n = \frac{60\, c}{2\, s_1} = 30\, \frac{c}{s_1};$$

*) Ausgeführt von Lasser v. Zollheim, Erfahrungen 1858, S. 11.

ist ferner e die reine Leistung, m die gehobene Wassermenge pr. Secunde, H die Förderhöhe, so wird

$$e = 1000\, m\, H,$$

daher

(3) $m = \dfrac{e}{1000\, H}$,

und hiernach ergibt sich die Kolbenfläche für eine einfachwirkende Pumpe

(4) $A = \dfrac{60\, m}{\varphi\, n\, s}$

und für eine doppeltwirkende

(5) $A = \dfrac{30\, m}{\varphi\, n\, s}$.

Für die in den Formeln (1) bis (5) erscheinenden Grössen kann man folgende Werthe annehmen: den Hub s_1 des Kraftarmes gleich 0·8 bis 0·9^m^ bei verticalem und gleich 1 bis 1·2^m^ bei horizontalem Hebel; den Hub s der Pumpe gleich $\frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{12}$ von s_1, um so kleiner, je kleiner m ist, weil sonst die Kolbenfläche A zu gering wird; die Geschwindigkeit c gleich 0·8 bis 1·1^m^; die reine Leistung e pr. Arbeiter bei 8stündiger Schicht gleich 4·5 bis 5 Kilogramm-Meter; endlich den Coëfficienten φ, welcher den Wasserverlust berücksichtigt, für Pumpen mit Mönchkolben gleich 0·95 und für solche mit Scheibenkolben gleich 0·9.

Die Construction betreffend, so kommen Pumpen mit horizontalem Hebel in gleicher Einrichtung, nur mit geringeren Dimensionen wie Hubpumpen mit Maschinenbetrieb zur Anwendung.

Eine doppeltwirkende Hebelpumpe, welche sich in der Praxis als sehr zweckmässig bewährte*), zeigen Fig. 1047 im Längenschnitt, 1048 im Horizontalschnitt nach AB, 1049 im Querschnitt nach EF und 1050 im Querschnitt nach CD. Der Pumpencylinder besteht aus zwei durch Flantschen und Schrauben a verbundenen Theilen, deren einer mittelst angegossener Lappen und Schrauben b an einem verticalen oder horizontalen Stempel befestigt werden kann; c ist der an einem Angusse des Cylinders drehbare Handhebel, welcher unten gegabelt und durch zwei Bolzen mit zwei Lenkstangen d verbunden ist; an diese schliesst sich die Traverse e, in welche die Kolbenstange eingeschraubt ist. Der Kolben bewegt sich in einem Messingfutter, das einen ringsherum laufenden, zwischen den Flantschen des Pumpencylinders eingeklemmten Kranz besitzt.

*) Freundlichst mitgetheilt vom Herrn Berg-Ingenieur v. Hess in Fohnsdorf.

Der Cylinder ist seitwärts offen und die Oeffnung durch einen Deckel geschlossen, der mittelst Lappen und Schrauben *f*, Fig. 1049, befestigt ist; an denselben schliessen sich das Saugrohr *g* und Druckrohr *h*, durch eine horizontale, in der Höhlung des Deckels befindliche Scheidewand getrennt. Zwischen den Deckel und den Cylinder ist eine Messingplatte gelegt und an dieser sind die Sitze für die Saug- und Druckventile angegossen; letztere haben die Form einfacher Klappen, liegen ohne Dichtung auf den Sitzen und sind um Bolzen drehbar, welche durch die Angüsse *i* der Ventilsitz-Platte gesteckt sind. Vorsprünge an der Rückenfläche der Platten begrenzen deren Hub.

Die einfache Befestigungsart des Apparates mittelst eines einzigen Stempels macht dessen Anwendung sehr bequem.

Rotirende eiserne Pumpen. Diese ergeben eine etwas grössere Leistung als Hebelpumpen und werden mit oder ohne Umsetzung hergestellt.

Es seien bei einer Pumpe ohne Umsetzung, wo die Umgangszahl der Handkurbel gleich ist der Zahl doppelter Kolbenläufe, c die Geschwindigkeit der Spille der Handkurbel, r der Halbmesser der letzteren, n die Umgangszahl, so ist

$$n \,.\, 2\, r\, \pi = 60\, c;$$

man kann

$$r = 0{\cdot}35 \text{ bis } 0{\cdot}4^{\mathrm{m}},\quad c = 0{\cdot}8^{\mathrm{m}}$$

setzen, daher

$$(6) \quad \ldots\ldots\ldots \quad n = \frac{30}{\pi}\,\frac{c}{r} = 19 \text{ bis } 22$$

wird. Sonach ergibt sich m und A wie früher, wobei e pr. Mann gleich 5 bis 5·5 Kilogramm-Meter und s nicht zu gross anzunehmen ist, da sonst A zu klein ausfällt.

Bei Pumpen mit Umsetzung erhält die Umgangszahl n_1 der Handkurbel den Werth

$$n_1 = \frac{30}{\pi}\,\frac{c}{r}$$

wie früher, dagegen wird, wenn n die Zahl doppelter Hube der Pumpe, α das Umsetzungsverhältniss bedeutet,

$$(7) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad n = \frac{n_1}{\alpha},$$

und da man α beliebig wählen kann, lässt sich n beliebig herabsetzen, was wegen geringerer Zahl Hubwechsel vortheilhaft ist; hier wird man s grösser annehmen, damit die Kolbenfläche A nach (4) nicht zu gross wird.

Allerdings macht aber die Umsetzung die Pumpe complicirter.

In allen Fällen ergibt sich die Geschwindigkeit v des Pumpenkolbens

$$(8) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad v = \frac{n.\,2\,s}{60} = \frac{n\,s}{30}$$

und es soll v nicht grösser als etwa 0·3 Meter ausfallen.

Bezeichnet G das Gewicht und R den mittleren Halbmesser des Schwungringes, so findet man bei Pumpen für ein- bis zweimännischen Betrieb das Product

$$G\,R^2 = 50 \text{ bis } 70$$

und den Halbmesser

$$R = 0{\cdot}55 \text{ bis } 0{\cdot}75^{\text{m}},$$

wonach das Gewicht G und die Dimensionen des Schwungringes angenommen werden können.

Eine rotirende Pumpe ohne Umsetzung ist in Fig. 1026 dargestellt. Der Pumpencylinder wird mit vier durch seine Fussplatte gezogenen Schrauben befestigt; auf dessen oberer Flantsche sind zwei Ständer aufgestellt, welche die Führung für die Gleitstücke des Kreuzkopfes und oben die Lager für die Kurbel- und Schwungradwelle enthalten. Der quadratische Zapfen *a* dient zum Anstecken einer zweiten Kurbel; *b* ist das Gurgelrohr, welches mit dem in Fig. 1027 gezeichneten Ventilkasten communicirt. Die Ventile sind messingene Tellerventile.

Eine besonders bei kleinem Kolbendurchmesser passende Befestigung des Mönchkolbens zeigt Fig. 1045; die Schubstange ist durch die Axe mit einem schmied- oder gusseisernen Einlegstück verbunden, dessen unterer cylindrischer Theil in den Hals des Mönchkolbens eingesenkt und durch einen Keil befestigt wird.

Eine in Frankreich verwendete Handpumpen-Einrichtung*) ist durch Fig. 1035 und 1036 dargestellt. Durch eine doppelte Handkurbel und Zahnradvorgelege werden die beiden Kolben einer Japy'schen Pumpe in Bewegung gesetzt, welche in den Cylindern *c* spielen. Die Kolben sind mit Ventilen versehen, die Saugventile befinden sich auf zwei bei *s s* eingesetzten Platten, die Saug- und Steigröhren *a b* sind beiden Pumpen gemeinschaftlich, die Kolben besitzen stets entgegengesetzte Bewegung. Die Cylinder *c* sind durch ein vorgelegtes Holzstück *d* und starke Schrauben an dem verspreizten Balken *e* befestigt. Die ganze Vorrichtung erscheint jedoch etwas complicirt.

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1857/8, 3 Bd., S. 198.

Literatur.

Die Literatur über die in diesem Abschnitte behandelten Vorrichtungen ist sehr beschränkt. Ponson beschreibt im Handbuch des Steinkohlenbergbaues eine Handpumpe und eine Rosskunst; Weisbach gibt Einiges über Handpumpen, dann Skizzen und Berechnungen über Wasserrad-, Turbinen-, Wind- und Rosskünste. Handpumpen überhaupt, ohne specielle Rücksicht auf bergmännische Zwecke, sind in technologischen Werken behandelt.

Ueber die Wasserradkünste in Idria s. den Aufsatz von Tschebull in der Oester. Zeitschrift für B.- u. H. 1867, S. 375.

Turbinen-Kunstgezeug auf Churprinz Friedrich-Erbstollen v. Schwamkrug, Freiberger Jahrbuch 1853, S. 241; berg- u. hüttenm. Zeitung 1852, S. 638.

Calorische Maschine, zur Wasserhebung benützt, Preuss. Zeitschrift 1863, 11. Bd., S. 260; über die Anwendung solcher Maschinen für Bergbauzwecke, Oest. Zeitschrift für B.- u. H. 1861, S. 170; Berggeist 1866, S. 11.

Rosskunst, Bulletin de la soc. de l'ind. minérale 1865, 11. Bd., S. 201.

Ueber Handpumpen s. Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1857/8, 3. Bd., S. 198; Tretpumpe von v. Lasser, Erfahrungen 1858, S. 11; kleine Mönchkolben-Handpumpe aus Eisen, Erfahrungen 1863, S. 6; Leistung bei Handpumpen von Chavés, Civilingenieur 1863, 9. Bd., S. 174; über Handpumpen von Bornemann, Freiberger Jahrbuch 1872, S. 158.

X. Einrichtungen zur Vermeidung fester Gestänge.

Bei den in den früheren Abschnitten betrachteten Wasserhebungsanlagen wurde stets angenommen, dass die Kraftmaschine in grösserer Entfernung von der Pumpe aufgestellt und mit dieser durch ein aus festen Körpern bestehendes Gestänge verbunden sei.

Das Gestänge macht besonders bei grösserer Schachttiefe, wo noch ein Contrabalancier erforderlich wird, die Anlage kostspielig und ist der Gefahr von Brüchen ausgesetzt. Sehr ungünstig gestaltet sich diese Art der Transmission, wenn die Wasserhebung in einem Abteufen oder Gesenke stattfinden soll, welches mit dem zu Tage ausgehenden Schachte durch mehrfach gekrümmte Strecken in Verbindung steht.

Um nun die festen Gestänge ganz oder theilweise zu vermeiden, hat man folgende Einrichtungen:

1) Die zum Betrieb dienende Dampfmaschine wird im Niveau des Abflussstollens, in welchen das Pumpensteigrohr das Wasser ausgiesst, aufgestellt und dadurch das zwischen diesen Stollen und den Tagkranz des Schachtes fallende Gestängstück erspart; eine Anordnung, welche bei den bestehenden Wassersäulenmaschinen meistens eingehalten ist, weil dabei das Gefälle des Kraftwassers am vollkommensten ausgenützt wird.

2) Kraft- und Arbeitsmaschine werden in der Grube unmittelbar neben einander gestellt, wobei das Gestänge ganz erspart ist, es sei denn, dass ausser der Druckpumpe noch eine Hubpumpe in Gang gesetzt wird; in dieser Art kommen als Kraftmaschinen nicht nur Dampf-, sondern auch Wassersäulenmaschinen zur Anwendung.

3) Die Kraftmaschine verbleibt ober Tags oder überhaupt in grösserer Entfernung von der Pumpe und wird mit dieser statt mittelst Gestänge durch ein anderes Transmissionsmittel verbunden. Als solche Mittel fungiren

a) Luft,

b) Wasser, beide in Röhrenleitungen eingeschlossen,

c) Drahtseile.

Unter diesen Einrichtungen spielen gegenwärtig die wichtigste Rolle die unterirdischen Dampfmaschinen, welche in zwei Hauptarten, die rotirenden und nichtrotirenden zerfallen.

Nach kurzer Besprechung des unter 1) erwähnten Falles sollen nun die rotirenden Maschinen, die zugehörigen Pumpen und die Anordnung des Ganzen, dann die nichtrotirenden Maschinen und die sonstigen erwähnten Apparate besprochen werden. Im Allgemeinen ist dabei wie bisher eine Kolbenpumpe als Arbeitsmaschine angenommen.

Aufstellung der Dampfmaschine im Niveau des Abflussstollens. Ausgenommen den S. 443 berührten Fall, wo die ungünstige Beschaffenheit des den Tagkranz umgebenden Grundes eine Tieferstellung der Maschine veranlasste, kommt eine solche auch behufs Ersparung an Gestänge vor. So wurden im Mannsfeld'schen unterirdische Maschinen kleinerer Dimension zur Hebung des Wassers aus abgelegenen Gesenken, deren Tiefstes mit dem Hauptkunstschachte nicht communicirt, verwendet.

Bezüglich der Aufstellung der Kessel und der Dampfleitung gilt dabei das später Gesagte. Die Verlegung der Maschine in die Grube hat jedoch ihrerseits Nachtheile und soll nur stattfinden, wenn besondere Gründe dafür sprechen; z. B. in einem verticalen Schachte nur, wenn die Schachttiefe gross, die Förderhöhe verhältnissmässig gering ist, weil in diesem Falle das Gestänge lang und kostspielig und wegen des geringen Gegendruckes für den Niedergang zu schwer ausfällt, daher überdies eine Ausgleichung erfordert. Die Vorzüge der unterirdischen Aufstellung fallen nur dann besonders ins Gewicht, wenn das Gestänge dadurch ganz beseitigt wird.

Rotirende unterirdische Maschinen.

Grossen Anklang und vielfache Verwendung haben in den letzten Jahren die Maschinen gefunden, bei welchen Dampf- und Pumpenkolben direct verbunden und das Wasser durch ein ununterbrochen fortgeführtes Steigrohr bis zum Ausguss gehoben wird; die Maschine ist im Schachttiefsten oder höher gestellt und bewegt dann mittelst der verlängerten Kolbenstange und Kunstwinkel eine Hubpumpe, welche der Druckpumpe das Wasser vom Schachtsumpfe zuliefert.

Durch den Mangel eines Gestänges ist die Aufstellung mehrerer Pumpensätze ausgeschlossen, der unterste und einzige Pumpensatz hebt das Wasser über die ganze Höhe, welche bei den ausgeführten Einrich-

tungen bis 350 Meter beträgt, eine Förderhöhe, die für Mönchkolben-Pumpen der gewöhnlichen Construction zu gross ist. Die Einhaltung derselben wird hier durch entsprechende Ventil-Construction und dadurch zulässig, dass zwei doppelt- oder vier einfachwirkende Pumpen thätig sind, das Wasser im Steigrohr daher nie zur Ruhe oder in umgekehrte Bewegung kommt. Die Construction der Ventile, sowie die Abwesenheit der grossen bewegten Gestängmasse gestatten ferner eine grössere Geschwindigkeit und daher eine entsprechende Reduction der Dimensionen.

Vergleich der unterirdischen mit den obertägigen Maschinen. Als Vortheile dieses Maschinensystems sind folgende zu bezeichnen. Durch die Anwendung eines einzigen Pumpensatzes, durch die geringeren Dimensionen und namentlich durch Weglassung des Gestänges reduciren sich die Anlagekosten um ein Beträchtliches, in den günstigsten Fällen bis auf etwa $^1/_3$ von denen einer obertägigen Maschine mit Gestänge. Die Gefahr von Betriebsstörungen durch Bruch des Gestänges oder der zugehörigen Theile, Balanciers u. s. w., ist vermieden. Im Schachte ist keine besondere Abtheilung für die Wasserhaltung nothwendig, sondern nur ein Raum von geringem Querschnitt für die Dampf- und Pumpensteigröhren. Die Anlage ist übersichtlich, es sind keine besonderen Pumpenwärter nothwendig und können in dieser Hinsicht auch die Betriebskosten vermindert werden. Die Aufstellung ist verhältnissmässig rasch auszuführen.

Dagegen wird der Brennstoffaufwand, selbst bei Anwendung von Condensation und Expansion, stets bedeutend grösser als bei den obertägigen Maschinen, welche in dieser Beziehung unübertroffen dastehen. Die Wasserhebung ist nur vom Schachttiefsten aus möglich und die zulässige Förderhöhe ist eine beschränkte; bei grösserer Schachttiefe, oder wenn in verschiedenen Horizonten Wässer zusitzen, müssten mehrere Maschinen eingebaut, also doch wieder eine Abtheilung in Sätze vorgenommen werden, und schon bei zwei solchen Sätzen wird der ökonomische Vortheil meistens problematisch sein. Die Herstellung und Versicherung des Maschinenraumes in der Grube wird unter Umständen schwierig und kostspielig. Die Gefahr einer Austränkung ist nicht eben grösser als bei einer Maschine mit Gestänge, ja sie kann sogar geringer werden, wenn man zwei unterirdische Maschinen aufstellt, deren eine der anderen als Reserve dient. Sind aber diese einmal unter Wasser gesetzt, so muss auf den weiteren Betrieb verzichtet werden, denn der*) vorgekommene Fall, dass eine ausgetränkte unterirdische Maschine

*) Nach H. Davey, Engineer, October 1873, S. 268.

durch 2 Monate unter Wasser im Gange verblieb und die Grube wieder trocken legte, ist wohl nur als seltene Ausnahme zu betrachten, auf deren Eintritt durchaus nicht mit Sicherheit gehofft werden kann. Bei den Anlagen mit Gestänge dagegen arbeitet in einem solchen Falle die unterste Pumpe, als Hubpumpe ausgeführt, unter Wasser fort, auch die Druckpumpen können in dieser Art noch ihren Dienst leisten, und werden dieselben betriebsunfähig, so bietet noch immer das vorhandene Gestänge ein Mittel, um durch angehängte, senkbare Pumpen das Wasser zu gewältigen.

Stellt man die unterirdische Maschine höher auf und lässt von derselben eine Hubpumpe betreiben, welche das Wasser bis zum Niveau der Maschine hebt, so wird die Anlage schon merklich complicirter, es ist nur mehr eine geringere Geschwindigkeit zulässig und es gehen die Vortheile des Systems zum Theil verloren; es ist auch dieses Mittel zur Sicherung gegen Austränkung nur selten in Anwendung.

Endlich verursacht die Dampfleitung wegen der Längenausdehnung oft Anstände; ist nicht ein guter Wetterzug vorhanden, so herrscht in der Nähe der Maschine eine fast unerträgliche Temperatur und diese gesellt sich zu den Uebelständen der Unbequemlichkeit und des bedeutend grösseren Zeiterfordernisses, welche den in der Grube auszuführenden Arbeiten anhaften.

Ungeachtet dieser Nachtheile sind jedoch die Vorzüge des neuen Systems so bedeutend und kann die Verminderung des Anlagecapitals die Vermehrung der Betriebskosten so weit überwiegen, dass die unterirdischen Maschinen, welche ursprünglich nur in kleineren Dimensionen und meist als Reserve für bestehende Anlagen des älteren Systems erbaut wurden, in den letzten Jahren eine zunehmende Verbreitung fanden.

Aus dem Gesagten ergeben sich aber auch die Bedingungen, welche erfüllt sein müssen, um die Verwendung solcher Maschinen praktisch vortheilhaft zu gestalten. Dazu gehören: Sicherheit gegen ungewöhnlichen Wasserandrang, das Vorhandensein grösserer Reservoirs im Schachttiefsten, die Möglichkeit der Aufstellung der Maschine oberhalb dieser Reservoirs, ohne dass die Saughöhe der Pumpen zu gross wird, auch des Einbaues von Schutzdämmen mit Abflussvorrichtung, um die Wässer vom Schachte zurückzuhalten; ferner eine sehr gute Ventilation, eine Förderhöhe von nicht mehr als 350 Meter und eine Wassermenge nicht über 0·06 bis 0·08 Kubikmeter pr. Secunde, endlich günstige Gesteinsbeschaffenheit, um den Maschinenraum leicht herstellen zu können.

Auch ergibt sich als Regel für die Construction, dass man die Dimensionen thunlichst herabsetzen und complicirtere Einrichtungen ver-

meiden soll, und für den Betrieb, dass Reservestücke für alle der Abnützung oder dem Bruche mehr ausgesetzte Theile in Bereitschaft zu halten sind.

Anwendung von Expansion und Condensation. Die Anwendung dieser beiden Mittel zur Herabsetzung des sonst gross ausfallenden Dampfverbrauches ist an und für sich sehr zu empfehlen. Expansion lässt sich ohne Anstand ausführen und gewährt nebenbei den Vortheil, dass der zu Anfang des Hubes auftretende Ventilwiderstand durch den Volldruck des Dampfes überwunden wird, daher die Theile, welche das Schwungrad mit dem Pumpenkolben verbinden, durch diesen Widerstand nicht in Anspruch genommen sind. Bei Expansionsmaschinen ergeben sich grössere Dimensionen, das Woolf'sche System vermindert bezüglich des Schwungrades diesen Nachtheil.

Die Condensation erfolgt durch das Grubenwasser selbst, welches jedoch nur bis zu einer gewissen Tiefe für den Zweck ausreicht.

Berechnung. Die Ermittelung der Kolbenfläche O erfolgt nach Formel (2), S. 522, worin für m die von einem Dampfcylinder, beziehungsweise der zugehörigen Pumpe zu hebende Wassermenge pr. Secunde und für H die ganze Förderhöhe zu setzen ist; da nur ein Pumpensatz vorhanden ist, fällt das Summenzeichen weg und es ergibt sich sonach

$$O = \frac{0{\cdot}1\, m\, H}{e\, e_1\, (f p - p_1)\, c}.$$

Die Zahl Umgänge n der Schwungradwelle wird

$$n = 30 \frac{c}{s},$$

worin c die Geschwindigkeit des Dampf- und Pumpenkolbens, s deren Hub bedeutet.

Der Dampfverbrauch S Kil. pr. Secunde und für einen Dampfcylinder ist nach der auf Seite 522 gegebenen Formel zu ermitteln, worin n und s statt n_1 und s_c zu setzen kommt. Der erhaltene Werth von S ist jedoch wegen der Condensation in der langen Dampfleitung — falls die Kessel nicht ebenfalls unterirdisch aufgestellt sind — entsprechend zu vergrössern. Nach Burnat*) beträgt die Menge condensirten Dampfes bei nicht umhüllten Röhren 2·84, bei Umhüllung mit Stroh 0·98 und mit Filz 1·53 Kil. pr. Stunde und pr. Quadratmeter Fläche der Röhrenwand. Für die besseren von den gebräuchlichen Um-

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1872, 2. Reihe, 1. Bd., S. 476.

hüllungsmaterialien ist der Werth 1 Kil. jedenfalls gross genug angenommen. Nach anderen Angaben stellt sich der Verlust bei gut geschützten Röhren von 3—400 Meter Länge und circa 0·15 bis 0·2 Meter Durchmesser nicht höher als auf 5 Proc. von S. Vergrössert man also letzteren Werth um 5 bis 10 Proc., so reicht man damit aus.

Ueber die in den angegebenen Formeln vorkommenden Grössen ist Folgendes zu bemerken.

Die absolute Admissionsspannung p wird gleich 4 bis 6 Atmosphären genommen. Die Kesselspannung ist je nach der Kolbengeschwindigkeit gleich $\frac{4}{3}$ bis $\frac{3}{2}$ von p zu setzen und ausserdem wieder ein Zuschlag für den Spannungsverlust in der Leitung zu geben. Auch über diesen Verlust kann keine genaue allgemeine Angabe gemacht werden, weil derselbe sich sehr verschieden gestaltet. Indessen wird bei höherer Kesselspannung nur die Blechdicke etwas grösser, daher man nicht fehlgeht, wenn man bei Dampfleitungen von 300 bis 400^m Länge und bei 0·1 bis $0{\cdot}2^m$ Durchmesser 1 bis $^1/_2$ Atmosphäre Spannungsverlust rechnet.

Der Expansionscoëfficient f ist auf S. 524 und das specifische Gewicht σ des Dampfes auf S. 326 angegeben. Der Expansionsgrad ε wird bei gewöhnlichen Maschinen gleich 2 bis 3 genommen, bei Woolf'schen kann derselbe entsprechend grösser sein.

Die zulässige Kolbengeschwindigkeit v hängt besonders von der Beschaffenheit der Ventile ab. Sind diese, wovon später die Rede, derart construirt, dass sie sich rasch schliessen, so ist auch eine grosse Kolbengeschwindigkeit erlaubt. Bei älteren Maschinen mit einfachen Tellerventilen wurde meist

$$c = 0{\cdot}6 \text{ bis } 0{\cdot}65^m$$

genommen; bei neueren, wo der summarische Querschnitt der Ventilöffnungen gleich dem 1·5- bis 2fachen Kolbenquerschnitt ist und jedes Ventil aus einer grösseren Zahl kleiner Kugeln besteht, wird ohne Anstand ein Werth

$$c = 1{\cdot}2 \text{ bis } 1{\cdot}3^m$$

erreicht. Bei der Maschine zu Friedrichsthal beträgt der Ventilquerschnitt das Dreifache des Kolbenquerschnittes und wurde die Geschwindigkeit auf 2·5 Meter gesteigert, ohne dass die Pumpenventile Anstände verursachten; nur die Condensatorpumpe verhielt sich nicht mehr ganz zufriedenstellend.

Ist nur eine statt zweier gekuppelter Maschinen vorhanden, so scheint nur circa 0·6 der obigen Werthe von c zulässig; auch bei grösserer Saughöhe darf c nicht zu hoch steigen.

Der Werth p_1, d. i. die Condensatorspannung mehr dem in Atmosphären ausgedrückten, auf die Dampfkolbenfläche reducirten Widerstand der Condensatorpumpe ist, da die angewendeten Condensationsvorrichtungen keine weitgehende Herabsetzung der Spannung gestatten, und um den Umstand zu berücksichtigen, dass das aus dem Dampfe gebildete Wasser über die ganze Förderhöhe gehoben werden muss, gleich 0·5 zu setzen. Bei Maschinen ohne Condensation kann man p_1 gleich 1·15 bis 1·2 nehmen. Diese Werthe gelten für eine Kolbengeschwindigkeit bis zu circa 1·3 Meter. Strömt bei einer Maschine ohne Condensation der Dampf durch eine lange Rohrleitung bis zu Tage, so ist es gerathen, p_1 noch etwas grösser zu setzen.

Der Coëfficient e_1 für die Nebenhindernisse der Maschine ist nach S. 523, der Wirkungsgrad der Pumpe etwa gleich 0·7 für Scheiben- und 0·75 für Mönchkolben anzunehmen. Auch findet man das Product $e\,e_1$ bei Leistungen von 50 bis 100 Pferdekraft pr. Cylinder gleich 0·5 bis 0·65 angenommen.

Der Kolbenlauf s wird klein gewählt, einerseits weil dadurch die Maschine geringere Länge erhält, andererseits weil n grösser, das Schwungrad kleiner wird; man findet meist den Hub ungefähr gleich dem Durchmesser, mitunter noch etwas kleiner.

Schwungrad. Bei gekuppelten zweicylindrigen Maschinen wird meist darauf reflectirt, auch mit jeder von beiden Maschinen allein arbeiten zu können. Die Berechnung des Schwungrades kann daher so vorgenommen werden, als ob nur ein Cylinder im Gange wäre, indem dann bei vollem Betrieb einer zweicylindrigen Maschine die Bewegung nur um so gleichförmiger wird.

Ferner wird die Maschine auch mit bedeutend geringerer als der normalen Geschwindigkeit arbeiten und das Schwungrad auch für diesen Fall genügen müssen. Berechnet man dasselbe nun nach den S. 534 gegebenen Regeln, so zeigt sich, dass bei geringer Geschwindigkeit die schwingenden Massen, wozu hauptsächlich die des Wassers in den Steigröhren gehört, nur geringen Einfluss üben. Bei grösserer Geschwindigkeit wird deren Einfluss merklicher, erhöht jedoch die Gleichförmigkeit des Ganges, sobald die Maschine mit einiger Expansion arbeitet; man geht daher nur um so sicherer vor, wenn man die schwingenden Massen ausser Acht lässt.

Unter dieser Voraussetzung ist in der S. 529 gegebenen Berechnung

$$P_1 = 0,\ F = 0$$

zu setzen und statt s_c der gemeinschaftliche Kolbenhub s einzuführen; man erhält mithin für die Volldruckperiode die Differenz M zwischen producirter und consumirter Wirkung aus (19), S. 531,

$$M = \mathfrak{A}\, O\, p\, s\, (1 - f)\, \frac{1 - \cos\omega}{2};$$

dieser Werth wächst continuirlich mit ω, und wird am kleinsten, gleich Null, für $\omega = 0$, also zu Anfang des Hubes. Es ergibt sich mithin der Minimalwerth

$$M_2 = 0.$$

Für die Expansionsperiode dagegen wird nach (26), S. 532,

$$M = \frac{\mathfrak{A}\, O\, p\, s}{\varepsilon}\left(1 + \log\varepsilon\, \frac{1 - \cos\omega}{2} - \varepsilon f\, \frac{1 - \cos\omega}{2}\right).$$

Setzt man den ersten Differentialquotienten nach ω gleich Null, so erhält man

$$\frac{\mathfrak{A}\, O\, p\, s}{\varepsilon}\left(\frac{\sin\omega}{1 - \cos\omega} - \varepsilon f\, \frac{\sin\omega}{2}\right) = 0;$$

dieser Gleichung entspricht erstlich der Werth $\sin\omega = 0$, oder, da die Expansionsperiode in Betracht kommt, $\omega = 180$, welcher mit Rücksicht auf den Werth von f, wie auf S. 532, $M = 0$ ergibt; ferner erhält man aus obiger Gleichung, nachdem man dieselbe durch $\sin\omega$ dividirt hat,

$$1 - \cos\omega = \frac{2}{\varepsilon f},$$

$$\frac{1 - \cos\omega}{2} = \frac{1}{\varepsilon f},$$

welcher Werth, in den Ausdruck für M substituirt, den Maximalwerth

$$M_1 = \frac{\mathfrak{A}\, O\, p\, s}{\varepsilon}\, \log\frac{1}{f}$$

ergibt. Substituirt man diesen und den Werth $M_2 = 0$ in die allgemeine Formel (12), S. 529, für das Schwungrad rotirender Maschinen und setzt n statt n_1 und $\mathfrak{A} = 10000$, so erhält man

$$PR^2 = 9{,}000000\ i\, \frac{O\, p\, s}{\varepsilon\, n^2}\, \log\ nat\ \frac{1}{f};$$

hierin ist P das Gewicht, R der Halbmesser des Schwungringes, i der Gleichförmigkeitsgrad, O die Fläche und s der Hub des Dampfkolbens, n die Tourenzahl, und es wird für den Expansionsgrad

$$\varepsilon = \quad 2 \quad 2{\cdot}5 \quad 3$$

$$\log\ nat\ \frac{1}{f} = 0{\cdot}200 \quad 0{\cdot}300 \quad 0{\cdot}386.$$

Der Gleichförmigkeitsgrad i, welcher der obigen Formel bei normaler Tourenzahl n entspricht, findet sich bei ausgeführten Maschinen gleich 10 bis 24; im letzteren Falle arbeitet die Maschine auch bei halber Tourenzahl, wobei der Gleichförmigkeitsgrad wegen des kleineren Einflusses der schwingenden Massen unter $\frac{24}{4} = 6$ sinkt, noch ohne Anstand. Nimmt man also $i = 24$, so ist eine Variation der zu hebenden Wassermenge vom Ein- bis zum Vierfachen möglich, je nachdem nur ein Cylinder mit der halben oder beide mit der ganzen Tourenzahl im Betrieb sind.

Bei weniger als circa 2facher Expansion ist die obige Formel nicht brauchbar, weil bei geringerer Expansion die schwingenden Massen einen grösseren Einfluss besitzen und bei ganz fehlender Expansion allein das Schwungradgewicht bestimmen. Indessen wird man nur selten eine so schwache Expansion anwenden.

Construction der Dampfmaschine. Diese unterscheidet sich nicht von der sonst bei liegenden Maschinen üblichen; als Expansionsvorrichtung wird mit Vorliebe die Meyer'sche angewendet. Die Theile der Maschine dürfen nur solche Gewichte und Dimensionen erhalten, dass sie ohne zu grosse Schwierigkeit an Ort und Stelle zu schaffen sind. Aus diesem Grunde müssen öfters das Schwungrad und der Fundamentrahmen aus mehreren Stücken zusammengesetzt werden. Um bei gekuppelten Maschinen jede der letzteren einzeln zu betreiben und den Dampf von der anderen abzusperren, ist für jede eine abgesonderte Admissionsvorrichtung nothwendig; zuweilen wird nebstdem ein gemeinschaftliches Einlassventil in der Haupt-Dampfleitung angebracht.

Wegen der starken, besonders beim Anlassen stattfindenden Condensation des Dampfes in den Zuleitungsröhren hat man die Cylinderdeckel mit Sicherheitsventilen versehen, welche sich öffnen, sobald der Druck um 1 Atmosphäre grösser wird als die normale Admissionsspannung.

Dampfkessel. Diese können ober Tags oder unterirdisch aufgestellt werden. Da die letztere Anordnung wegen des herzustellenden Raumes oft Schwierigkeiten und grössere Kosten verursacht, da die Verbrennungsgase schwer fortzuschaffen sind und bei schlagenden Wettern die Feuerung gefährlich werden kann, gibt man meist der obertägigen Aufstellung den Vorzug, obwohl dabei die Röhrenleitung, welche die Kessel mit der Maschine verbindet, ihrerseits Kosten verursacht und Verluste an Menge und Spannung des Dampfes verursacht.

Vortheilhaft erweist sich die unterirdische Aufstellung, wenn ein starker Wetterzug nothwendig ist und ein Wetterschacht sich in der Nähe befindet, durch welchen die Verbrennungsgase abziehen können; auf diese Weise hat man an mehreren Orten Englands die Wetteröfen erspart.

Von Tangye u. Comp. wurde ein eigener Niederschlagsapparat für die Gase angewendet. Durch ein Blasrohr wird der verbrauchte Dampf in den Rauchkanal der Kesselfeuerung geleitet und auf diese Art ein stärkerer Zug erzeugt, dann gelangt das Gemenge von Dampf und Verbrennungsluft in den erwähnten Apparat, in welchem das dem Steigrohr entnommene Wasser regenartig niederfällt. Es scheint jedoch diese Vorkehrung keine weitere Verbreitung gefunden zu haben.

Um das Mitreissen von Wasser zu verhüten, ist eine grosse Heizfläche und ein hoher Dampfdom bei den Kesseln vortheilhaft.

Dampfröhren. Der Durchmesser der Rohre, welche den Dampf von den obertägigen Kesseln zur unterirdischen Maschine führen, wird so gross genommen, dass die Geschwindigkeit des Dampfes in denselben etwa 15 bis 20 Meter beträgt; bei geringer Geschwindigkeit wird zwar der Reibungsverlust kleiner, dagegen wachsen nicht nur Durchmesser und Kosten der Leitung, sondern auch der Verlust durch Condensation, welcher der Grösse der Wandfläche der Röhren proportional ist. — Die Auspuffröhren erhalten wie gewöhnlich einen grösseren Querschnitt als die zur Einströmung dienenden.

Die Zuleitungsröhren sollen ferner auf eine Höhe von 2 bis 3^{m} ober dem Kessel, dann erst abwärts in den Schacht geführt werden, um das Mitreissen von Wasser zu verhindern. Um ferner das condensirte Wasser zu entfernen, wird in der Dampfleitung vor der Maschine öfters ein Reservoir eingeschaltet und mit einem Wasserstandszeiger, sowie einem Condensationswasser-Ableiter versehen. Solche Apparate können je nach Anordnung der Rohrleitung auch noch an anderen Stellen angebracht werden.

Das Reservoir erhält ein Volum von etwa 1 Cubikmeter bei einer Stärke der Maschine von 200 Pferdekraft. Am meisten Dampf condensirt sich beim Anlassen der Maschine, wo die Röhren kalt sind; man kann die Wärmemenge berechnen, welche nothwendig ist, um die Temperatur der Röhrenwände bis auf die des Dampfes zu erhöhen, danach die Menge Wasser, welche durch Abgabe dieser Wärmemenge aus dem Dampf entsteht, und es lässt sich somit die erforderliche Grösse des Reservoirs abschätzen. Uebrigens ist es zweckmässig, von letzterem ein Rohr bis zum Standort des Maschinenwärters zu führen, der dann mittelst eines Hahnes das Wasser nach Bedarf ablassen kann.

Das Ausblaserohr wird, wenn kein Condensator vorhanden ist, in die Sumpf- oder Wasserstrecke oder in andere geeignete Räume geführt. Ist ein Ausblasen in der Grube nicht thunlich, so muss zu diesem Zweck eine zweite Rohrleitung durch den Schacht aufwärts geführt werden.

Die Dampfröhren sind am besten in einen Schacht zu stellen, durch welchen die Wetter ausziehen, weil die abgegebene Wärme den Wetterzug befördert, während dieser bei einfallenden Wettern gestört ist und die Röhren selbst abgekühlt werden. Am besten wird die Ventilation unterstützt, wenn ein eigener Wetterschacht vorhanden ist, in welchen der Dampf frei ausströmt.

Die Röhren erfordern keine besondere Schachtabtheilung, sondern blos einen schmalen, durch Bretter abgeschiedenen Raum oder eine hölzerne Lutte. Zur Sicherung gegen Abweichung von der verticalen Richtung werden in Abständen von etwa 12 Metern hölzerne Führungen wie bei Pumpensteigröhren angebracht.

Compensationen. Diese erfüllen den gleichen Zweck wie bei Pumpenröhren; die Dampfröhren sind jedoch wegen der bedeutend grösseren Temperaturänderungen auch einer entsprechend grösseren Längenänderung ausgesetzt. Bei 4 bis 6 Atmosphären absoluter Spannung beträgt die Temperatur des Dampfes rund 140 bis 160°, also die Erhöhung der Temperatur der Röhren von einem Mittelwerth von 10°, 130 bis 150°; der Ausdehnungs-Coëfficient des Gusseisens ist 0·0000111, daher die Ausdehnung der Rohre 0·00144 bis 0·00166 ihrer Länge beträgt, z. B. bei 300^m Länge 0·4 bis 0·5 Meter.

Um diese Ausdehnung zu ermöglichen, hat man in dem horizontalen Röhrentheil, welcher die verticale, im Schacht befindliche Leitung mit den Kesseln verbindet, ein Kugelgelenk angebracht, oder auch nur dem horizontalen Theil die genügende Länge gegeben, dass die Hebung oder Senkung keine Undichtheit der Flantschen veranlasst. Dabei wurde das Gewicht der verticalen Röhrentour durch oben angebrachte Hebel mit Gegengewichten ausgeglichen. Diese Einrichtung ist aber umständlich, und es sind dabei die Röhren zwar unten entlastet, oben jedoch, sowie ihre Verbindungen durch das Eigengewicht der ganzen Leitung auf Zug beansprucht.

Als Compensationen verwendet man gebogene Schmiedeisen- oder besser Kupferröhren, am gebräuchlichsten sind Compensationen mit Stopfbüchsen, obwohl diese zu Dampfverlusten Anlass geben. Sie werden ähnlich wie bei Pumpenröhren (S. 69) construirt und mit Hanfdichtung versehen. Befinden sich die Steigröhren der Pumpe in demselben Schachte, so können für die Compensationen der Dampf- und Wasserröhren als Unterlage auch gemeinschaftliche Einstriche benützt werden.

Umhüllung der Dampfröhren. Von Wichtigkeit ist es, die Einströmungsröhren gut mit wärmedichten Substanzen zu umhüllen.

Man verwendet dazu Lehm oder Cement, mit Stroh oder zerhackten alten Hanfseilen gemengt; ferner Kohlenlösche oder Asche, auch beides

gemengt, oder Schlackenwolle. Ausserhalb dieser Materialien befindet sich eine Hülle aus Holzdauben, welche durch Eisenreife zusammengehalten werden. Häufig erhält jedes einzelne Rohr eine solche Umkleidung, welche nur bis in die Nähe der Flantschen reicht, damit diese stets zugänglich bleiben.

In Gelsenkirchen wurden 20 bis 25 Millim. dicke Filzplatten, durch verzinkten Draht zusammengehalten, verwendet.*) Zu Heidberg hat sich Schlackenwolle, umgeben mit Dachpappe, sehr gut bewährt. Neuerer Zeit wird über mehrere Fälle berichtet, wo Blech- sowohl als Gusseisenrohre nach einiger Zeit des Gebrauches durch Schlackenwolle stark angegriffen wurden, was einer besonderen chemischen Einwirkung zuzuschreiben sein dürfte.**)

Zu Montceau-les-Mines besteht die Umhüllung aus folgenden Theilen: zuerst einer 12 Millim. dicken Lage aus Eichenholz-Dauben, dann einer Schicht herumgewundener Strohseile von 25 Millim. Dicke; einer dünnen Lage von getheertem Filz, welcher das Eindringen der Nässe aus dem sehr feuchten Schachte verhütet; einer zweiten Umwindung mit Strohseilen, endlich aus 18 Millim. dicken Dauben aus Eichenholz, welche durch messingene Ziehringe zusammengehalten sind. Zuletzt wurde das Ganze mit einem heiss aufgetragenen dicken Anstrich von Pech, in Naphta gelöst, versehen. Die freibleibenden Flantschenverbindungen wurden mit zweitheiligen Muffen aus Zinkblech umgeben. Nach dreimonatlichem Gebrauch zeigte sich die innerste Holzverkleidung durch die Hitze stark geröthet. Diese Umhüllung wird wohl bedeutende Kosten verursacht haben.

Zu Lucy***) wurden die Dampfrohre von 11 Cm. äusserem Durchmesser mit 25 Cm. weiten Zinkröhren ganz umgeben, wobei die im Zwischenraum befindliche Luft als schlechter Wärmeleiter fungiren sollte; diese Umhüllung war aber sehr theuer und entsprach nicht gut, weil innerhalb der Umhüllung ein Luftzug eintrat, welcher, um den Zweck zu erreichen, ganz verhütet werden müsste.

Condensation. Bei den neueren Anlagen wird das ganze zu hebende Wasser zur Condensation angewendet. Eine Condensatorpumpe — mit der Luftpumpe gewöhnlicher Condensationsmaschinen vergleichbar — saugt das Wasser durch ein Rohr an, welchem eine Einspritzvorrichtung eingeschaltet ist, in deren Nähe auch das Rohr für den abgeblasenen Dampf einmündet; das Gemenge von Dampf und Wasser gelangt in einen

*) Preuss. Zeitschrift 1876, 24. Bd., S. 158.

**) Wochenschrift deutscher Ingenieure 1878, No. 47, 49 u. 52; 1879 No. 5.

***) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1872, 2. Reihe, 1. Bd., S. 477.

etwas grösseren, zuweilen die Condensatorpumpe umgebenden Behälter, worin die Condensation vervollständigt wird, dann durch die Saugventile der Condensatorpumpe in deren Cylinder und endlich durch die Druckventile in das Saugrohr der Druckpumpe. Der etwaige Ueberschuss fliesst durch ein ober den Druckventilen der Condensatorpumpe einmündendes separates Rohr in den Saugsumpf zurück.

Den einfachsten Condensationsapparat zeigt Fig. 1056 *); in geringer Entfernung von der Druckpumpe wird das Abblaserohr *a* an ein Gehäuse angeschlossen, welches im Saugrohr eingeschaltet ist, der Dampf strömt entgegengesetzt zur Richtung des Saugwassers aus.

Vortheilhafter scheint die Anwendung eines kegelförmigen Einspritzventils, an dessen Umfang das Wasser in einem ringförmigen Strahl austritt und dabei mit dem seitwärts zugeleiteten Dampf zusammentrifft.

Man verwendet auch den Körting'schen Strahlapparat; das Wasser strömt in der Axe des Apparates, der Dampf tritt in einen den letzteren umgebenden Raum und von dort durch die Ringöffnungen zwischen den kegelförmigen Wänden, also zum Saugwasser; unmittelbar darauf gelangt das Gemenge in den eigentlichen Condensatorraum. Oft ist eine Vorrichtung angebracht, um den Dampf nach Belieben auch ins Freie austreten zu lassen, daher ohne Condensation zu arbeiten.

Die Condensatorpumpe wird meist durch die verlängerte Kolbenstange der Druckpumpe betrieben. Sie kann dieselbe Construction wie die Druckpumpe erhalten, wegen des geringen Druckes sind jedoch die Kolben, Dichtungen und Ventile der gewöhnlichen Luftpumpen anzuwenden. So hat man in Fohnsdorf und in Friedrichsthal runde Kautschukscheiben von 0·18^{m} Durchmesser und 1·5 Centimeter Dicke, welche auf einem gitterförmigen Sitze ruhen und in der Mitte befestigt sind. Die Hubbegrenzung erfolgt durch einen tellerförmigen Aufsatz.

Berechnung der Condensatorpumpe. In der Regel steht mit jedem Dampfkolben der Kolben einer Condensatorpumpe in directer Verbindung, so dass beide die gleiche Kolbengeschwindigkeit *c* besitzen, und wenn *o* den Querschnitt der Condensatorpumpe bedeutet, der von ihrem Kolben pr. Secunde zurückgelegte Weg gleich *o c* ist.

Nach (50), S. 411, soll aber das vom Kolben der Luftpumpe zurückgelegte Volum pr. Hub, mithin auch pr. Secunde 5mal so gross sein als das gleichzeitig verbrauchte Volum an Condensationswasser, welche Regel ebenso gültig ist, wenn die Luftpumpe und die Dampfmaschine doppelt-, als wenn sie einfachwirkend sind. Nach (14), S. 309, ist die Condensationswassermenge gleich dem 22fachen Speisewasserverbrauch zu

*) Preuss. Zeitschrift 1874, 22. Bd., S. 164.

setzen und dieser ist in Cubikmetern pr. Secunde 0·001 S. Man hat daher

$$o\,c = 5 \,.\, 22 \,.\, 0{\cdot}001\ S$$

zu setzen und hieraus folgt die Kolbenfläche der Condensatorpumpe

$$o = 0{\cdot}11\ \frac{S}{c},$$

wobei S den Speisewasserverbrauch pr. Secunde in Kilogramm bedeutet.

Es ist jedoch vortheilhaft und in der Praxis üblich, o jedenfalls merklich grösser als den Querschnitt der doppeltwirkenden Druckpumpe anzunehmen, damit die ganze von dieser zu liefernde Wassermenge den Condensatorraum passirt, wodurch die Condensation um so vollständiger, die Temperatur des Wassers, welches den niedergeschlagenen Dampf aufgenommen hat, um so niedriger wird.

Unter dieser Annahme wird die von der Condensatorpumpe gelieferte Wassermenge die von der Druckpumpe angesaugte mehr oder weniger übertreffen. Man führt daher vom Steigrohr der Condensatorpumpe, zugleich Saugrohr der Druckpumpe, das erwähnte Rohr zum Sumpf, durch welches der Ueberschuss an Wasser zurückfliesst. Sollte der Querschnitt der Condensatorpumpe zu gering bemessen sein, so dass sie weniger Wasser liefert, als die Druckpumpe erfordert, so würde der Mehrbedarf durch das genannte Rohr angesaugt, also jedenfalls eine Störung im Gange vermieden werden.

Kleiner als nach obiger Formel soll der Querschnitt o der Condensatorpumpe nicht gemacht werden, um den Dampf mit der genügenden Menge von Wasser in Berührung zu bringen und dadurch eine vollständige Condensation zu erzielen. Das zurückfliessende Wasser führt dabei dem im Sumpf befindlichen Wärme zu, und es muss sich schliesslich ein Beharrungszustand einstellen, bei welchem das Wasser im Sumpf eine constante etwas höhere Temperatur besitzt und die ganze bei der Condensation freiwerdende Wärme in das von der Druckpumpe angesaugte Wasser übergeht.

Temperatur des von der Druckpumpe angesaugten Wassers. Bezeichnet m das Volum oder $1000\,m$ das Gewicht des pr. Secunde geförderten Wassers, so wird nach dem Vorigen die Temperatur des letzteren von einem Werthe t auf t_1 erhöht; man kann daher nach S. 309

$$(640 - t)\ S = (t - t_1)\ 1000\,m$$

setzen. Da es sich nur um Temperaturen t handelt, welche weit unter 640^0 liegen, kann man t gegen 640 vernachlässigen und erhält dadurch

$$640\,S = (t - t_1)\,1000\,m,$$

$$t - t_1 = 0{\cdot}64\,\frac{S}{m}.$$

Setzt man die Dampfmenge, welche pr. Secunde zur Condensation gelangt, gleich 1·2 des theoretischen Werthes und bezeichnen O die Fläche und s den Hub des Dampfkolbens, ε den Expansionsgrad, n die Umgangszahl, σ das specifische Gewicht des Dampfes und c die Kolbengeschwindigkeit, so wird

$$S = 1{\cdot}2.\,\frac{2\,n}{60}\,O\,\frac{s}{\varepsilon}\,\sigma = 1{\cdot}2\,\frac{O\,c\,\sigma}{\varepsilon}.$$

Die Kolbenfläche O wird aber nach S. 668, wenn man $e\,e_1 = 0{\cdot}6$ setzt und, da sich die Untersuchung auf eine Condensationsmaschine bezieht, p_1 gegen $f\,p$ vernachlässigt,

$$O = \frac{m\,H}{6\,f\,p\,c},$$

daher

$$S = 1{\cdot}2\,\frac{c\,\sigma}{\varepsilon}\,\frac{m\,H}{6\,f\,p\,c} = 0{\cdot}2\,\frac{\sigma}{p}\,\frac{m\,H}{\varepsilon\,f}.$$

Es ist aber annähernd nach (5), S. 305,

$$\varepsilon\,f = 1 + \log \varepsilon$$

und für die vorkommenden absoluten Spannungen $p = 3$ bis 6 Atm. stets nahe

$$\frac{\sigma}{p} = 0{\cdot}5\,;$$

daher wird

$$S = 0{\cdot}1\,\frac{m\,H}{1 + \log \varepsilon}.$$

Setzt man diesen Werth in dem obigen Ausdrucke für $t - t_1$ ein, so ergibt sich

$$t - t_1 = 0{\cdot}064\,\frac{H}{1 + \log \varepsilon}.$$

Man könnte hierin auch noch die Temperatur t_1 des zufliessenden Wassers, zugleich die des umgebenden Gesteines, als Function der Förderhöhe oder Schachttiefe H ausdrücken, da die Erdwärme nach einem gewissen Gesetze mit der Tiefe zunimmt; indessen lässt sich t_1 leicht direct messen.

Die obige Gleichung zeigt nun, dass die Temperaturerhöhung, welche das Grubenwasser erfährt, hauptsächlich nur von der Förderhöhe und dem Expansionsgrad abhängt. Man kann den wahrscheinlichen Werth von t ermitteln und danach beurtheilen, ob derselbe so hoch ist, dass die Druckpumpen darunter leiden. Es scheint, dass Lederstulpe bei den letzteren nicht mehr gut arbeiten, wenn bei einer Druckhöhe von 300 Metern die Temperatur den Werth von 25° übersteigt.

Man findet andererseits auch die Angabe, dass bei circa 200 Meter Förderhöhe das Grubenwasser für eine gute Condensation nicht mehr ausreicht.

Pumpen für rotirende Maschinen.

Da die Betriebsmaschine doppelt- und directwirkend ist, wird zur Vermeidung zu grosser Schwungmassen die Arbeitsmaschine derart eingerichtet, dass der Widerstand bei der Bewegung des Dampfkolbens nach beiden Richtungen gleich gross ist. Zu diesem Zwecke wendet man entweder eine doppeltwirkende Pumpe mit Scheibenkolben an, oder man verbindet zwei einfachwirkende Mönchkolbenpumpen mit einander, so dass der eine Kolben stets saugt, während der andere drückt.

Berechnung. Für die Berechnung ist es gleichgiltig, ob die Pumpe einen Scheiben- oder zwei Mönchkolben enthält; stets wird, wenn A die Kolbenfläche, n die Zahl Doppelhube, s den Kolbenlauf, m die zu hebende Wassermenge und φ den Coëfficienten für den Wasserverlust bedeutet,

$$2\,\varphi\, n\, A\, s = 60\, m,$$

und hieraus folgt die Kolbenfläche

$$A = \frac{30\, m}{\varphi\, n\, s}.$$

Der Coëfficient φ schwankt nach den wenigen darüber vorliegenden Angaben zwischen 0·8 und 1; es scheint angemessen, in der obigen Formel

$$\varphi = 0{\cdot}9$$

einzusetzen. Die Werthe n und s sind die gleichen wie bei der Dampfmaschine.

Mönchkolben. Ein Vergleich zwischen Mönch- und Scheibenkolben wurde bereits auf S. 5 angestellt. Bei sandigem Wasser insbesondere wird die Liederung der Scheibenkolben schnell angegriffen. Verwendet man Lederstulpe, so bewegt sich bei einem Scheibenkolben k, Fig. 1096, der cylindrische Theil des einen Stulpes stets gegen die Seite hin, wo der Wasserdruck vorhanden ist, daher das Leder leicht gestaucht oder

umgestülpt wird. Ein Mönchkolben *k*, Fig. 1062, dagegen hat, während im Cylinder der hohe Druck herrscht, die durch den Pfeil angedeutete Bewegung und wirkt dabei auf Glättung des Stulpes *l*.

Dagegen erhalten Pumpen mit Scheibenkolben eine geringere Länge als solche mit Mönchkolben und zwei Cylindern und finden daher öfters den Vorzug.

Bei nicht zu geringem Durchmesser werden die Plunger hohl hergestellt und bei grossem Druck mit nach Innen einspringenden Rippen versehen. Sie bestehen aus Gusseisen oder Bronce, wurden auch im ersteren Falle öfters mit einer Metallhülse umgeben, welche jedoch schwer genau anzupassen ist.

Fig. 1060 zeigt einen Mönchkolben *k* im Schnitte; derselbe ist durch einen Keil an einer Hülse *t* befestigt, welche sich in Mitte einer zur Uebertragung der Bewegung dienenden Traverse befindet. Die zwei Kolben einer Doppelpumpe werden abgesondert hergestellt und auf obige Weise mit einer gemeinschaftlichen Traverse verbunden, nach deren Abnahme sich die Lederstulpe der Stopfbüchse leicht auswechseln lassen. Am anderen Ende besitzt der Kolben des Gusses wegen eine Oeffnung, welche durch einen Deckel geschlossen ist. Statt dessen hat man auch gemeinschaftliche Mönchkolben *k*, Fig. 1081, welche durch Stopfbüchsen in die beiden Pumpencylinder *p* eintauchen; die verlängerte Kolbenstange des Dampfcylinders *d* ist durch den Mönchkolben gesteckt und dieser zwischen einem Bund an der Stange und einer Schraubenmutter festgehalten.

Stopfbüchse des Mönchkolbens. Diese ist zweckmässig an einem besonderen Stopfbüchsenstück anzubringen, wobei man auch Plunger von verschiedenem Durchmesser anwenden kann. Dasselbe wird öfters aus Bronce angefertigt. Von Dichtungen scheint für hohen Druck Leder am besten geeignet.

Eine Lederdichtung darf nicht mit Oel geschmiert werden, sondern man empfiehlt zu diesem Zwecke eine Mischung von 3 Thl. Unschlitt, 3 Thl. Schweinefett und 1 Thl. Oliven- oder Knochenöl, welche in das Schmierloch eingegossen wird.

In Fig. 1060 ist das Endstück eines der Pumpencylinder der Maschine zu Montceau-les-Mines dargestellt. Der Cylinder ist mit Rippen ausgestattet, das Stopfbüchsenstück führt den Kolben und kann behufs Einsetzung eines grösseren Kolbens weiter ausgebohrt werden. Die Liederung besteht aus drei Lederringen, welche das Austreten des Wassers hindern; darauf folgt eine Scheibe aus Bronce und dann ein umgekehrt gebogener Stulp aus einfachem Leder, welcher das Eindringen von Luft in der Periode des Ansaugens verhütet, endlich ein Einsatz *a* aus

Schmiedeisen, der ähnlich wie bei einer Stopfbüchse das Anziehen der Liederung mittelst Schrauben ermöglicht. In *a* ist eine Nuth zur Aufnahme der Schmiere ausgespart, welche durch die Oeffnung *o* eingegossen wird. Das Oel wird in diesem Raume durch einen Lederring erhalten, welcher mittelst des aufgeschraubten Schmiedeisenringes *n* befestigt ist.

Bei 30 Atmosphären Druck war diese Dichtung durch 6 Monate in Verwendung, ohne zu einer Reparatur Anlass zu geben.

Scheibenkolben. Für diese Kolben ist es zweckmässig, die Liederung aus einem weicheren Material herzustellen als die Cylinderwand. Stahlringe, in einem mit Bronzefutter versehenen Cylinder bewegt, rieben den letzteren bald aus und gingen dann selbst zu Bruche.*)

Lederdichtung nützt sich bei mehr als 15 Atm. Druck rasch ab; bei derselben wird der Pumpencylinder öfters mit Metallfutter versehen, welches jedoch kostspielig herzustellen ist.

In Friedrichsthal sind selbstspannende Ringe aus Rothguss angewendet, der Kolben besteht aus demselben Material; auf der Zeche Rhein und Ruhrort Messingringe.

Man hat ferner Schleusen- oder Wasserkolben, ähnlich den Ramsbottom'schen geformt, jedoch ohne federnde Ringe, also blos mit drei bis sechs am Umfange eingedrehten Nuthen versehen. Hier wird der Wasserdurchgang nicht ganz aufgehoben, sondern nur dadurch erschwert, dass das Wasser eine Reihe plötzlicher Querschnittsänderungen zu passiren hat; die Kolben bestehen aus Metall oder Schmiedeisen. Es entfällt die Nothwendigkeit einer Erneuerung der Dichtung, doch wird der Wasserverlust jedenfalls grösser sein als bei Kolben mit Liederung, und bei hohem Druck kann das Wasser an den Nuthen vorüberschiessen, als ob diese nicht vorhanden, der Kolbenumfang glatt cylindrisch wäre.**)

Von Kelecom wurde bei zwei Tangye-Pumpen der in Fig. 1053 dargestellte Kolken angewendet.***) Der Kolbenkörper besteht aus Gusseisen und besitzt einen Absatz, an welchen die Kautschukringe *a* von 2·5 Cm. Stärke geschoben werden; der innere Durchmesser derselben ist vor dem Aufstecken etwas kleiner als der des Kolbens, der äussere nach dem Aufstecken grösser als die Weite des Cylinders, daher sich ein dichter Schluss ergibt, welcher dadurch befördert wird, dass man die Mutter *m* fest anzieht, welche auf das mit Schraubengewinde versehene Ende des Kolbens aufgedreht ist. Dieses Anziehen wird so lange fortgesetzt, bis der Kolben kein Wasser mehr durchlässt, wovon man sich

*) Revue universelle 1877, 1. Bd., S. 680.

**) Nach Hoppe, Preuss. Zeitschrift 1878, 26. Bd., S. 249.

***) Revue universelle 1877, 2. Reihe, 1. Bd., S. 680.

überzeugt, indem man einen der Saugventilkästen öffnet und die Pumpe in Gang setzt.

Die Lederscheiben *l* können auch wegbleiben und wurden beim vorliegenden Kolben nur eingesetzt, weil sich eine geringere Zahl Kautschukringe, als anfangs angenommen, als genügend herausstellte. Das Nachziehen der Liederung mittelst der Mutter *m* kann bei geeigneter Anordnung der Pumpe, ohne den Kolben herauszunehmen, durch einen Schraubenschlüssel erfolgen, den man durch eine der Ventilöffnungen einführt.

Die Liederung erhielt sich bei sandigem Wasser und bei 270 Meter Druck über ein Jahr brauchbar, der Wasserverlust betrug circa 15 Proc., während die ebenso theuere Stulpliederung mindestens alle 10 Tage erneuert werden musste.

Ventile. Diese bilden den wichtigsten Bestandtheil der Pumpe, da von ihrer Construction vorzüglich der ruhige Gang und die zulässige Kolbengeschwindigkeit abhängen.

Dieselben sollen sich rasch schliessen, um einer Rückströmung des Wassers und dem dadurch hervorgerufenen Stoss zu begegnen; eine solche Rückströmung wird aber durch die Umkehrung der Kolbenbewegung veranlasst, wenn auch zwei doppeltwirkende Pumpen vorhanden sind und daher das Wasser im Steigrohr sich continuirlich aufwärts bewegt. Aus diesem Grunde gibt man den Ventilen ein grösseres Gewicht (vergl. S. 24); dabei wird einerseits ein kleinerer Hub, andererseits eine grössere Geschwindigkeit beim Schliessen, also in doppelter Hinsicht eine kürzere Dauer der Schliessung erzielt, allerdings auf Kosten des Wirkungsgrades, der wegen der grösseren Differenz des Druckes an der Ober- und Unterfläche des geöffneten Ventiles sinken muss.

Ferner verwendet man statt weniger grosser, mehrere kleine Ventile, welche nun auch einen geringeren Hub erhalten.

Endlich wird der gleiche Zweck durch grossen Gesammtquerschnitt der Ventilöffnungen erreicht, weil dann durch jede dieser Oeffnungen eine kleinere Wassermenge strömt und diese nur bei kleinem Durchgangsquerschnitt, also geringem Hub, jenen Ueberdruck annimmt, welcher nothwendig ist, um das Ventil schwebend zu erhalten.

Bei grösserem Gewichte der Ventile hat die Hubbegrenzung nur den Zweck, die zufällige Entfernung der Ventile vom Sitze zu verhüten, weil diese bei den bestehenden Ausführungen die Widerlage gewöhnlich nicht erreichen.

Ausser Tellern und Kugeln hat man auch Doppelsitzventile aus Kupfer oder Messing verwendet, wie zu Langenberg im Wurmrevier; ferner bei 15 Atm. Druck Lederklappen mit eisernen Deckplatten, welche indessen bald undicht werden.

Tellerventile. Bei diesen wurde das Princip der Theilung in mehrere kleine Ventile öfters durchgeführt, und man ist damit bis zu 26 Tellern von $0{\cdot}04^m$ Durchmesser bei $0{\cdot}175^m$ Durchmesser des Pumpenkolbens gegangen, doch wird eine so weit ausgedehnte Theilung wegen der complicirteren Construction der Tellerventile nicht empfohlen. Um geringeren Hub zu erzielen, sind auch Federn angebracht, welche auf Schliessung wirken.

Gewöhnlich sind die Ventile und Sitze aus Messing oder Metall hergestellt. Am Camboisschachte bei Blyth wurde am Sitze eine schwalbenschwanzförmige Nuth eingedreht, in diese unter starkem Druck ein Streifen Rhinocerosleder gepresst und dann gedreht; obwohl die Sitzfläche über 3 Centimeter breit ist, geht das Oeffnen des Ventiles leicht von Statten.

Audemar*) empfiehlt für metallene Ventile eine möglichst schmale Sitzfläche, da Versuche zeigten, dass sonst der Stoss bei Oeffnung des Ventiles merklich wächst. Damit die schmalen Sitzflächen sich nicht rasch abnützen, sollen Ventil und Sitz aus hartem Material bestehen.

Fig. 1052 zeigt ein solches Tellerventil, wie sie bei der Maschine zu Montceau-les-Mines zur Anwendung kamen, aus Gussstahl; das Ventil hat Flügelführung, zur Erzielung grösseren Gewichtes eine grössere Wanddicke und eine gekrümmte Auflagfläche, während die Oberfläche des gleichfalls gussstählernen Sitzes nahe eben ist. Hiermit wurde bezweckt, dass beim Spiel des Ventiles durch Stauchung eine Berührungsfläche entsteht, deren Breite allmälig, jedoch nur so lange wächst, bis der Druck pr. Flächeneinheit beim Zuklappen zu gering wird, um eine merkliche weitere Formänderung hervorzubringen; es stellt sich also dadurch von selbst das Minimum der Breite her, welches nothwendig ist, damit die Sitzfläche nicht weiter deformirt wird. Bei 30 Atm. Druck und $0{\cdot}26^m$ Durchmesser des Ventiles entstand in der That nach einigen Tagen des Betriebes eine Berührungsfläche von 3^{mm} Breite, welche Dimension sich nach drei Monaten auf 4^{mm} vergrösserte und weiter ungeändert blieb. Oeffnung und Schluss gehen bei dieser geringen Breite ohne Stoss von Statten; die Maschine arbeitet jedoch mit nur $0{\cdot}66^m$ Kolbengeschwindigkeit. Bei der Form des Ventilumfanges ist ein Nachdrehen desselben leicht auszuführen.

Kugelventile. Diese sind, aus Messing gefertigt, bei neueren Anlagen die gebräuchlichsten. Dieselben besitzen ein so bedeutendes Gewicht, dass der Hub sehr klein ausfällt. Damit der Ueberdruck unter dem geöffneten Ventil nicht zu hoch steige, ist es zweckmässig, die Ventile klein herzustellen, indem dabei das Verhältniss des Gewichtes zu der dem

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1872, 2. Reihe, 1. Bd., S. 452.

Druck ausgesetzten Unterfläche abnimmt, daher das Verhältniss der Hubhöhe zum Durchmesser wächst; der Hub selbst wird wegen des geringeren Durchmessers noch immer kleiner als bei grossen Ventilen. Die Kugeln erhalten daher nicht mehr als 4 bis 6 Cm. Durchmesser, die Ventilöffnung 0·55 bis 0·7 dieses Werthes, wobei sich der Neigungswinkel der Sitzfläche gegen die Horizontale zu 33 bis 45 Graden herausstellt.

Der Gesammtquerschnitt der Oeffnungen beträgt für die Druckventile an jedem Cylinderende das Ein- bis Dreifache des Kolbenquerschnittes. Wenn die Saugventile etwas kleineren Durchmesser als die Druckventile erhalten, so geschieht dies nur aus dem nebensächlichen Grunde, um den Sitz der ersteren durch die Oeffnung für den Sitz der letzteren bewegen zu können. Soll bei grösserer Saughöhe das Ansaugen merklich erleichtert werden, so müssten die Saugventile erheblich kleiner gemacht werden.

Die Hubbegrenzung wird in solcher Höhe angebracht, dass der Querschnitt des das Ventil verlassenden Wasserstromes, d. h. das Product aus dem Umfange aller Ventilöffnungen und aus der gestatteten Hubhöhe, das Ein- bis Zweifache des Cylinderquerschnittes beträgt; der letztere Werth ist wieder zu Friedrichsthal eingehalten. Der gestattete Hub ergibt sich dabei nur zu circa $\frac{1}{5}$ des Durchmessers der Ventilöffnung, gleich 5 bis 8 Millimeter, während derselbe bei ungeänderter Geschwindigkeit des Wassers über $\frac{1}{4}$ betragen müsste. Es wird aber wegen des grösseren Ventilgewichtes selbst der obige kleine Werth nicht erreicht, so dass der Schluss sehr rasch stattfinden muss.

Es ergibt sich auf diese Weise allerdings eine grosse Zahl Kugeln — zu Friedrichsthal 72 für jedes Ventil —, deren Abnützung jedoch bei dem geringen Hub eine sehr langsame ist, so dass eine Auswechslung derselben erst nach langer Zeit nothwendig zu werden scheint.

Die Kugeln werden gruppenweise auf messingenen Rahmen angeordnet, in zwei Etagen, und mit einer gitterartigen Haube als gemeinschaftlicher Hubbegrenzung überdeckt. Zuweilen setzt man in den Rahmen besondere Sitze für jede Kugel ein, was die Herstellung bedeutend vertheuert. Früher hatte man auch e i s e r n e Kugeln mit Gummi-Ueberzug, welcher letztere sich jedoch als zu wenig dauerhaft herausstellte.

Eine gebräuchliche Construction einer Kugelventil-Garnitur zeigt Fig. 1057 im Verticalschnitte. Der unbewegte Theil derselben besteht aus zwei Stücken, deren oberes durch Fig. 1058 im Grundrisse, das untere durch Fig. 1059 im Grundrisse und Horizontalschnitte nach *A B* dargestellt

ist. Die Ventile liegen in zwei Etagen, hier 14 an der Zahl auf der unteren und 7 auf der oberen Etage; für jedes derselben ist ein besonderer metallener Sitz in dem Ventilkörper eingelegt. Der untere Theil des letzteren besteht aus Nabe, radialen Rippen und zwei concentrischen Ringen, welche neben jedem Ventil von breiten Oeffnungen durchbrochen sind; die zwischen diesen Oeffnungen sich ergebenden Stege *a a* sind abwechselnd gegen die Mitte zu verlängert, um die Ventilkugeln von einander zu trennen; zum gleichen Zweck der Führung sind auch Vorsprünge *n* angegossen.

Der obere Theil dient zur Hubbegrenzung; die Kugeln der unteren Etage werden bei etwaiger Ueberschreitung des Hubes durch die radialen bogenförmigen Rippen *s*, die der oberen Etage durch die Hauptrippen *t* aufgehalten.

Zur Befestigung dient eine durch die Axe gesteckte Stange, welche unten mit dem Ventilkasten verbunden wird, mittelst einer Verstärkung *b* den unteren und mittelst einer Schraubenmutter den oberen Theil des Ventilkörpers festhält. Sind zwei ober einander liegende Sitze zu befestigen, so wird die genannte Stange nach Bedarf aus mehreren in einander geschraubten Stücken zusammengesetzt.

Zu den Kugelventilen sind auch die der Grube Adelaide bei Durham, Fig. 1055, zu rechnen, obgleich sich dieselben dem Wesen nach wie Tellerventile verhalten. Das metallene Ventil ruht auf einem Sitze aus Hartgummi, einem kautschukartigen elastischen und zugleich festen Präparate; die Führung ist durch einen fixen Bolzen *a* hergestellt und, um den Schluss zu beschleunigen, eine Röhre *r* aus Guttapercha lose aufgeschoben. Die Bolzen *a* sind an der Deckplatte des Ventilkastens befestigt; es sind stets sieben Ventile, und zwar sechs imKreise, das siebente in der Mitte, zusammen gruppirt.

Steig- und Saugröhren. Der Durchmesser der Steigröhren wird so gross genommen, dass sich das Wasser darin bei normalem Gange mit 1, höchstens 1·5 Meter Geschwindigkeit bewegt. Ist eine grössere Saughöhe vorhanden, so kann man den Saugröhren einen grösseren Durchmesser als den Steigröhren geben, wobei aber auch das Oeffnen der Saugventile entsprechend erleichtert werden sollte. Die Wandstärke der Steigröhren kann mindestens dann geringer als nach der S. 8 gegebenen Formel gehalten werden, wenn zwei doppeltwirkende Pumpen stets zusammen arbeiten, weil dabei nur geringe Druckschwankungen eintreten.

Die Stützen und Compensationen der Steigröhren werden wie bei gewöhnlichen Pumpen ausgeführt. Für die Stopfbüchsen der Compensationen empfehlen sich Lederstulpe in Form eines umgekehrten U. Wegen

des grossen Druckes ist es um so wichtiger, alle Verbindungen, Schrauben u. s. w. zu controliren, ob sie die genügende Festigkeit besitzen.

Die Dichtung der Flantschen erfolgt meist mit Kautschuk auf die S. 13 angegebene Art; es können dabei auch Lederringe verwendet werden, welche aber durch die Schrauben bedeutend mehr zusammengepresst werden müssen, um dicht zu schliessen.

Auf der Grube Rose bridge bei Wigan in England ist bei 270^m Druck die Dichtung in der aus Fig. 1061 ersichtlichen Art*) ausgeführt; die Rohre sind durch einen Falz verbunden, an den Stossflächen Furchen eingedreht, deren Querschnitt ein mit der Basis dem Innern des Rohres zugewendetes Dreieck darstellt. In diese Furche wird ein Kautschukring von etwas grösserer Höhe und geringerer Breite als die Nuth gelegt und durch die Flantschenschrauben eingepresst. Die Dichtung ist hydrostatisch, indem der Wasserdruck gegen die breite Basis der Einlage wirkt.

Da ein Sandgehalt des Wassers für die Stopfbüchsen der liegenden Pumpencylinder schädlich ist, soll erforderlichen Falles ein Saugreservoir zur Klärung des Wassers angelegt werden.

Windkessel. Ist für einfachwirkende Pumpen ohne Rotation die Anwendung von Windkesseln eher schädlich als nützlich, so erweisen sich dieselben bei rotirenden Pumpen zweifellos als sehr zweckmässig. Die Ursache der besseren Verwendbarkeit ist darin zu suchen, dass, mindestens bei der gewöhnlichen Combination von zwei doppeltwirkenden Pumpen, das Wasser im Steigrohre gar nicht zur Ruhe kommt und um so weniger eine retrograde Bewegung annimmt. Es kann also der Windkessel hier seinen Zweck, starke Druckänderungen auszugleichen, ohne weitere Nachtheile erfüllen, und dass dieser Zweck wirklich erreicht wird, zeigt sich, indem die durch ein Manometer zu beobachtenden Druckänderungen im Windkessel stärker werden, sobald der Luftgehalt desselben abnimmt.

Ist nur eine der doppeltwirkenden Pumpen im Betrieb, so ergeben sich ungeachtet des Windkessels bedeutend grössere Spannungsänderungen. So schwankt bei der Maschine zu Fohnsdorf, deren Förderhöhe 190 Meter beträgt, bei der normalen Zahl von 20 bis 24 Touren die Spannung zwischen 19 und 20 Atmosphären. Wird nur eine der beiden doppeltwirkenden (aus je zwei Mönchkolbenpumpen bestehenden) Pumpen in Gang gesetzt, so variirt die Spannung bei 14 Touren von 19 bis 22, bei 19 bis 20 Touren von 8 bis 30 Atmosphären*), und es scheint, dass diese grosse Aenderung zum Theil dem Windkessel zuzuschreiben

*) Oester. Zeitschr. für B.- u. H. 1874, No. 38, S. 358.
***) Jahrbuch der k. k. Bergakademien 1876, 24. Bd., S. 326.

ist. Gegen Ende des Kolbenlaufes eilt nämlich das Wasser vermöge seiner lebendigen Kraft der Bewegung des Kolbens voran, indem zugleich die Luft des Windkessels expandirt; dadurch ergibt sich die Spannungsabnahme. Ist die lebendige Kraft des Wassers erschöpft, so kann dasselbe zur Ruhe oder bei dem geringeren Druck im Windkessel selbst zu umgekehrter Bewegung kommen. Mittlerweile wechselt der Kolben den Hub und drückt von Neuem Wasser in das Steigrohr, daher sich eine bedeutende Zunahme der Spannung ergeben muss.

Die Dimensionen betreffend, ist es im Allgemeinen vortheilhaft, wenn dieselben gross sind, weil dann die Druckänderung bei gefülltem Windkessel geringer und eine Füllung mit Luft um so seltener nothwendig wird. Im Folgenden sind die Volume V einiger ausgeführter Windkessel in Cubikmetern angegeben, wobei m die von der Anlage gehobene Wassermenge pr. Secunde in Cubikmetern, H die Förderhöhe in Metern bedeutet, und wenn mehrere Windkessel vorhanden sind, unter V das Gesammtvolum zu verstehen ist.

	m		H		V	
1)	0·029	Cubikm.	250	M.	1·3	Cubikm.
2)	0·026	„	200	„	2·75	„
3)	0·053	„	190	„	0·8	„
4)	0·025	„	230	„	1·4	„
5)	0·033	„	210	„	1·5	„
6)	0·045	„	300	„	2	„

Im Falle 2) dürfte der Windkessel grösser als nothwendig, unter 3) zu klein angenommen sein.

Die Windkessel sind derart aufzustellen, dass die aus dem angesaugten Wasser entbundene Luft sich vollständig in denselben ansammeln kann, also an der höchsten Stelle der von der Pumpe zum Steigrohr im Schacht geführten Leitung und möglichst nahe den Druckventilen, weil dort die hydraulischen Stösse die stärkste Wirkung äussern.

Man fertigt die Windkessel aus Gusseisen, stark verrippt, was jedoch nur bei geringen Dimensionen zu empfehlen ist; das Material kann porös sein und ist im Falle des Zerspringens gefährlicher als Blech.

Meist verwendet man jetzt nicht einen gemeinschaftlichen, sondern für jede einfachwirkende Pumpe einen oder zwei, für eine doppeltwirkende zwei oder vier Windkessel, welche unmittelbar ober den Druckventilen aufgestellt sind und bei ihrer geringeren Dimension aus Gusseisen hergestellt werden können.

Um eine Rückströmung des Wassers zu verhüten, hat man bei Vorhandensein oder für den Betrieb nur einer doppeltwirkenden Pumpe

zwischen dem Windkessel und dem Steigrohre eine gegen das letztere sich öffnende Reactionsklappe eingeschaltet; doch wird der Schluss dieser Klappe wieder einen Stoss hervorrufen.

Zur Füllung der Windkessel, beziehungsweise zum Ersatz der Luftverluste, reicht häufig die aus dem angesaugten Wasser entwickelte Luft aus; indessen ist es immer zweckmässig, an den Raum zwischen Saug- und Druckventil ein Röhrchen mit Hahn anzuschliessen, welcher in der Periode des Ansaugens geöffnet werden kann. Die dabei angesaugte Luft gelangt beim folgenden Hub des Pumpenkolbens sammt dem Wasser in den Raum ober dem Druckventil und von dort in den Windkessel. Fig. 1063 und 1064 zeigen einen selbstthätigen Speiseapparat für den Windkessel.*) Unter dem Druckventil einer der Pumpen befindet sich ein Röhrchen *a*, an dessen Mündung das wie ein Stopfbüchsendeckel geformte Stück *b* eingesetzt ist. Die Mündung von *a* wird für gewöhnlich durch einen mittelst Handgriff beweglichen, am Ende kegelförmig gestalteten Stab *c* geschlossen. Dieser ist gebohrt, am anderen Ende desselben eine Büchse aufgeschoben, welche an der Innenseite Rippen besitzt, die das Saugventil *s* führen. Oeffnet man durch Drehung des Stabes *c* die Mündung von *a*, so wird, während der Pumpenkolben Wasser saugt, das Ventil *s* durch den Luftdruck geöffnet, die Luft strömt durch die Kanäle zwischen den Rippen der Büchse und durch die Bohrungen von *c* nach *a*. Da nur zeitweise ein kurz dauernder Gebrauch des Apparates nothwendig wird, der nur bei einer der vier Pumpen angebracht ist, so leidet darunter nicht der regelmässige Gang.

Zu Monteeau hat man in die ober den Druckventilen befindlichen Windkessel hohle, mit Luft gefüllte Kautschukkugeln gebracht; diese hielten ziemlich gut, sind jedoch kostspielig und wurden wieder beseitigt, da sie zerreissen und dann in die Pumpe gelangen können.

Bei grossen, gemeinschaftlichen Windkesseln hat man kleine Luftpumpen zur Füllung. Aus den Schwankungen des Manometers erkennt man die Abnahme des Luftgehaltes und setzt dann den Füllapparat in Gang. Wasserstandsgläser sind wegen Gefahr des Zerspringens nicht gut anzubringen. Häufig kommen auch Saugwindkessel zur Anwendung. Diese werden entweder nach Fig. 1051 abgesondert für jedes der Saugventile *s* ausgeführt, indem man unter diesem ein Rohr anschliesst, das bis gegen den Boden des Windkessels *w* reicht, in welchen das Saugrohr *S* mündet, oder es ist ein gemeinschaftlicher solcher Kessel *w*, Fig. 1054, angeordnet, an den sich unten oder seitwärts das Saugrohr anschliesst.

*) V. Audemar, Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1872, 2. Reihe, 1. Bd., S. 461.

Sonstige Bestandtheile. Soll von zwei gekuppelten Pumpen die eine nach Belieben ausser Betrieb kommen, um reparirt zu werden, so müssen in den Röhren, welche die Pumpen mit dem Hauptsteigrohre verbinden, Sperrvorrichtungen angebracht werden. Um einem Unfall vorzubeugen, ist es zweckmässig, dieselben derart zu construiren, dass sie sich selbstthätig öffnen, sobald die zugehörige Pumpe in Gang kommt. Fig. 1069 ist die Skizze einer solchen Vorrichtung; *s* ist das Sperrventil, welches mit ebener oder kegelförmiger Sitzfläche hergestellt wird, *d* das von der Pumpe kommende Druckrohr und d_1 dessen zum Hauptsteigrohr geführte Verlängerung. Gewöhnlich befinden sich diese Rohre in einiger Höhe ober der Maschine, so dass die Bewegung von unten mittelst eines Handrades *h* erfolgt. Die Spindel des letzteren ist mit Schraubengewinden versehen, welche in eine ober der Stopfbüchsen-Packung eingesetzte Mutter greifen, und ragt lose in eine Vertiefung der Nabe des Ventiles, in welcher oben der Führungsstiel für das letztere befestigt ist. Bei Drehung des Handrades wird das Ventil gehoben, bei Drehung nach der anderen Richtung schliesst sich dasselbe, kann sich aber, wenn die Pumpe in Gang kommt, stets selbstthätig öffnen.

Ferner sind besonders bei unreinem Wasser an den tiefsten Punkten der Röhren und Gehäuse Hähne zum Ablassen des Schlammes, dann an geeigneter Stelle Röhrchen mit Hähnen zum Ablassen des Wassers aus den Steigröhren anzubringen.

Pumpen mit Mönchkolben. Bei den Pumpen zu Montceau-les-Mines, Fig. 1065, sind die S. 683 beschriebenen Tellerventile v v_1 in der Verticalebene der Axe des Pumpencylinders angebracht, wobei das Saugventil in dem Raume innerhalb des Fundamentrahmens Platz findet. Das Spiel der Pumpe ist aus der Figur ersichtlich. Der Hohlraum *a* ober dem Druckventil fungirt als Druck- und der Raum *b* als Saugwindkessel; *c* ist ein wie in Fig. 1063 mittelst Handrad bewegliches Kegelventil, durch dessen Oeffnung der Raum ober und unter dem Druckventil verbunden, daher die Pumpe mit Wasser gefüllt werden kann; *d* ebenfalls ein Kegelventil, welches den Raum unter dem Druckventil mit der äusseren Luft in Verbindung zu setzen, daher das Anlassen zu erleichtern und das Druckventil zu controliren gestattet, da bei undichtem Schlusse desselben durch das Ventil *d*, wenn man dasselbe öffnet, bei ruhender Pumpe Wasser austritt. Endlich ist dort auch der oben beschriebene Apparat zur Füllung des Windkessels angebracht. Die Ansätze n n_1 begrenzen den Hub der Ventile, das Rohr *r* stellt die Verbindung mit dem Hauptsteigrohre her, der Pumpencylinder erweitert sich gegen die eine Seite, um das Wasser neben dem Mönchkolben vorüberströmen zu lassen.

Eine der bei der unterirdischen Maschine zu Fohnsdorf verwendeten Pumpen zeigen Fig. 1072 in der Ansicht ohne Ventilkästen, 1070 halb in der Seitenansicht und im Querschnitt, endlich Fig. 1071 halb im Grundrisse und Horizontalschnitte. An den Enden des Pumpencylinders schliessen sich beiderseits Gurgelrohre an, welche in den Raum zwischen den Sitzen für je ein Druck- und ein Saugventil münden; die Construction der letzteren, Fig. 1057, wurde auf S. 684 erläutert. Die Ventilkästen sind unten mit zwei Saugrohren *S*, oben, unterhalb der Windkessel *w*, durch Querrohre *q* und das Rohr *r* mit der Hauptdruckleitung in Verbindung (s. „Anordnung“). Der Plunger besitzt mit dem Dampfkolben eine gemeinschaftliche Kolbenstange, der Pumpencylinder ist mittelst einer unten angegossenen Platte auf dem Fundamentrahmen gelagert.

Pumpen mit Scheibenkolben. Fig. 1078 ist der Längenschnitt, 1080 der Horizontalschnitt und 1079 der nach *A B* geführte Querschnitt einer u. A. in Friedrichsthal ausgeführten Pumpen-Construction.

An den Pumpencylinder *c* schliessen sich zwei horizontale Wände, in welchen die Saug- und Druckventile *s d*, aus Garnituren von Kugeln bestehend, angebracht sind; die mittlere, an beiden Enden mit dem Inneren des Pumpencylinders communicirende, in Fig. 1080 horizontal durchschnittene Abtheilung des Gehäuses ist, wie für den Gang der Pumpe nothwendig, durch die Querwand *q* in zwei Theile geschieden; in den anderen Abtheilungen und aussen befinden sich Rippen *r r* zur Verstärkung. *S* ist das Saug- und *D* das Druckrohr mit dem Windkessel *w*. Die Pumpe enthält im Ganzen 16 Ventilsitze mit je 18, also zusammen 288 Kugeln.

Eine gebräuchliche Anordnung zeigen auch Fig. 1068 im Grundrisse, 1067 im Verticalschnitte nach *A B* und 1066 im Querschnitte; dabei sind *s* die Saug-, *d* die Druckventile, *w* der Saug- und w_1 die Druckwindkessel, *S* das Saug- und *D* das Druckrohr, *c* der Pumpencylinder.

Andere Pumpenarten. In England sind bei unterirdischen Maschinen an mehreren Orten Differentialpumpen (S. 284) in Anwendung; Fig. 1073 zeigt zwei solche Pumpen im Grundrisse; *D* ist das Druckrohr, *s* das Saug- und *d* das Druckventil, welches letztere durch Fig. 1074 in grösserem Massstab im Verticalschnitte dargestellt ist. Bewegt sich der Kolben rechts, so wird durch *s* gesaugt, und das den Mönchkolben umgebende Wasser strömt durch das Rohr *a* unmittelbar in das Steigrohr *D*. Beim umgekehrten Kolbenlauf verdrängt der Scheibenkolben das Wasser aus dem linken Cylinderraum, dasselbe strömt durch *b* und das Druckventil *d*, weiter zum Theil direct in das Steigrohr *D* und zum Theil durch *a* rechts in den Cylinder, wo dasselbe den Raum um den Mönchkolben ausfüllt.

Anordnung der rotirenden Maschinen.

Neben den sonstigen Bedingungen ist als wesentlichste Anforderung für eine unterirdische Maschine zu bezeichnen, dass dieselbe einen geringen Raum einnehme, damit die Aussprengung und Versicherung dieses Raumes mit nicht zu grossen Kosten verbunden sei. Namentlich ist es vortheilhaft, wenn die Breite des Ganzen gering ausfällt.

Die Maschine wird meistens liegend angeordnet und in einem tunnelartigen gemauerten Raum aufgestellt, dessen unterer Theil durch das Fundament eingenommen ist. Bei einer Leistung von 100 bis 200 Pferdekraft ist der für die Maschine erforderliche Raum 12 bis 15 Meter lang, 3 bis 5 Meter breit und 2·5 bis 3, oder inclusive des Fundamentes 5 bis 6 Meter hoch.

Das Fundament besteht am besten aus Ziegeln, in Cement gelegt, mit Quadern ober den Schliesskeilen der Fundamentschrauben.

Die neueren Maschinen werden ohne Transmission ausgeführt. Die Anordnung ist stets liegend; Dampf- und Pumpencylinder befinden sich in derselben Geraden, das Schwungrad auf Seite des Dampfcylinders; bei Maschinen mit Condensation ist die Condensatorpumpe ebenfalls in die verlängerte Axe der Cylinder gelegt und ihre Kolbenstange mit der des Pumpencylinders direct verbunden.

Zuweilen werden von den verlängerten Pumpenkolbenstangen mittelst Kunstwinkel Hubpumpen betrieben, wodurch jedoch die Einrichtung, wie schon bemerkt, unvortheilhafter wird.

Im Uebrigen ist die Anordnung verschieden, je nachdem eine oder zwei gekuppelte Maschinen vorhanden sind, welcher letztere Fall der gewöhnlichere ist; ferner je nachdem die Pumpen Scheiben- oder Mönchkolben besitzen, die Maschine mit oder ohne Condensation arbeitet. Statt eincylindriger hat man auch an einigen Orten Woolf'sche Maschinen.

Einfache Maschinen. Die folgenden Anordnungen*) sind älteren Ursprunges und in England ausgeführt.

In Fig. 1076 ist *d* der Dampf-, *p* der Pumpencylinder, *c* der Condensator, in dessen Innerem sich die Condensatorpumpe befindet. An einem Ende der Welle ist das Schwungrad, am anderen das Excenter zur Bewegung des Dampfschiebers angeschlossen. Die Pumpe Fig. 1067 wurde oben beschrieben.

Eine andere Anordnung mit Scheibenkolben ist in Fig. 1077 skizzirt; Dampf- und Pumpenkolben besitzen dabei eine gemeinschaftliche Kolbenstange, auf welcher eine Traverse aufgeschoben und durch einen Keil

*) Oest. Zeitschrift für B.- u. H. 1874, S. 325.

befestigt ist; Schubstangen verbinden die Traverse mit zwei Schwungradwellen, welche wahrscheinlich behufs Vermeidung von Doppelkurbeln getrennt sind. Die Anordnung besitzt geringe Länge, scheint aber wegen der abgesonderten Wellen nicht vortheilhaft, da beide Schwungräder doch nicht ganz gleich auf die Traverse rückwirken werden und diese drehen können.

Eine Pumpe mit zwei Mönchkolben, welche einen gemeinschaftlichen Cylinder besitzen, ist in Fig. 1075 ersichtlich; der Pumpencylinder ist in der Mitte durch eine Scheidewand getheilt, in deren Nähe die Gurgelrohre münden und der Pumpencylinder etwas erweitert ist, um die Bewegung des Wassers zu Ende der Hube nicht zu stören. Die Verbindung der Dampfkolbenstange mit den Pumpenkolben erfolgt durch zwei Traversen und zwei Längsstangen.

Gekuppelte Maschinen. Die Maschine mit Differentialpumpen (S. 690) am Camboisschachte bei Blyth ist in Fig. 1073 skizzirt; die Welle betreibt durch Lenkstangen *r* und Kunstwinkel zwei Hubpumpen, welche das Wasser in die Saugkästen *n* der Druckpumpen liefern.

Fig. 1081 und 1082, in welcher letzteren der Deutlichkeit wegen die in der Fundamentmauer befindlichen Vertiefungen schraffirt sind, zeigen die zu Fohnsdorf ausgeführte Wasserhaltungsanlage*); *d* sind die Dampfcylinder, *p* die S. 690 (Fig. 1070) beschriebenen Pumpen, *C* die Condensatorpumpen und *c* die Condensatoren. Die Maschinen besitzen Meyer'sche Expansionssteuerung. Der verbrauchte Dampf gelangt durch die Rohre *g* (im Aufrisse weggelassen) je nach Stellung der Drehschieber *b* entweder unterhalb der Condensatoren *c* in die Ausblaserohre *A A*, oder von oben her in die Condensatoren selbst. Im letzteren Falle wird das Wasser aus dem Sumpf von den Pumpen *C* mittelst der Rohre *e* angesaugt; dasselbe passirt innerhalb *c* den Körting'schen Apparat und gelangt zur Pumpe *C*, welche wie in Fig. 1078 angeordnet ist. Aus dem Druckraum derselben strömt das überschüssige Wasser durch Leitungen *l* in den Sumpf zurück, der Rest durch *h h* zu den Pumpen *p* und endlich durch *i i* in das Hauptsteigrohr *S*. Soll der Dampf nicht condensirt werden, so stellt man die Schieber *b* derart, dass der Dampf nach *A* entweicht, und verbindet die Röhren *h* mit *e*, Fig. 1082, so dass die Pumpen *p* das Wasser unmittelbar aus dem Sumpfe ansaugen.

Soll nur eine Maschine arbeiten, so wird eines der nach Fig. 1069 (S. 689) angeordneten Sperrventile, welche sich in den von *S* niedersteigenden Zweigrohren *i* befinden, geschlossen und die betreffende Ma-

*) Beschrieben von Hess im Jahrbuch der k. k. Berg-Akademieen 1876, 24. Bd., S. 311.

schine ausgekuppelt. — Die Condensation im Saugrohre verursachte zu Fohnsdorf Anstände, so dass man gegenwärtig den Dampf in das Ausblaserohr strömen lässt.

Fig. 1085 zeigt noch den Querschnitt des Maschinenraumes und des Fundamentes; die Hauptform des Maschinenbettes ist im Grundrisse Fig. 1082 angedeutet.

Woolf'sche Maschinen. Die zu Friedrichsthal bei Saarbrücken ausgeführte Maschine*), über deren Theile bereits Einiges erwähnt wurde, ist in der allgemeinen Anordnung der früher beschriebenen ähnlich, doch liegen drei Cylinder neben einander, in deren mittlerem der Dampf mit 0·6 bis 0·9 Füllung arbeitet und dann in die beiden Seitencylinder expandirt, welche also die Stelle des grossen Cylinders einer Woolf'schen Maschine vertreten. In der Verlängerung der drei Cylinder, und mit diesen gemeinschaftliche Kolbenstangen besitzend, befinden sich in der Mitte der Cylinder der vom Condensator umgebenen Condensatorpumpe und beiderseits die zwei Druckpumpen-Cylinder. Der Dampf wird im Saugrohre, in welchem ein kegelförmiges Einspritzventil eingeschaltet ist, condensirt.

Die Anwendung dreier Cylinder macht den Gang so gleichförmig, dass zwei kleine Schwungräder genügen; der Dampfverbrauch ist wegen der starken Expansion gering, der beträchtliche Ventilquerschnitt gestattet eine Steigerung der Kolbengeschwindigkeit bis auf den hohen Werth von 2·5 Metern. Die ganze Construction muss aber als complicirt bezeichnet werden und die Anlage nimmt eine bedeutende Breite ein.

Eine Woolf'sche Maschine mit zwei Cylindern ist zu Gelsenkirchen in Westphalen aufgestellt; man kann bei derselben auch mit jedem Cylinder allein, und zwar mit oder ohne Condensation arbeiten.**) Zwei dreicylindrige Maschinen wurden im Mannsfeld'schen erbaut.

Andere Anordnungen. Noch sind zwei Vorschläge zu erwähnen, welche eine Verbesserung in der Anordnung der unterirdischen Maschine bezwecken. Nach Steinhoff***) sollen dieselben stehend in einer Nische am Schachtstosse eingebaut werden. Die Herstellung des Raumes für die Maschine wird dadurch billiger, bei gutem Wetterzug die Temperatur niedriger als in einem vom Schachte weiter entfernten Raume, ein Theil der Rohrleitungen ist erspart. Ob aber auch die Versicherung des Maschinenraumes und das Fundament nicht theurer zu stehen kommen, wird von der Gesteinsbeschaffenheit abhängen. Warum der Windkessel bei dieser Aufstellung entbehrlich sein soll, ist nicht erläutert.

*) Preuss. Zeitschrift 1874, 22. Bd., S. 190.

**) Ebend. 1876, 24. Bd, S. 157.

***) Zeitschr. deutscher Ing. 1876, 20. Bd., S. 604.

Hilt schlägt vor*), namentlich bei grösserer Wassermenge mehrere Maschinen hinter einander in einem engen stollenartigen und daher leicht herzustellenden Raume anzubringen. Eine oder zwei derselben könnten für die übrigen als Reserve dienen, auch ist dabei eine starke Variation in der Wassermenge zulässig. Nur müsste durch Voranschläge constatirt werden, wie weit man mit einer solchen Theilung gehen könne, ohne die Anlags- und Betriebskosten hoch zu steigern.

Nichtrotirende Maschinen.

Noch vor Einführung der rotirenden Maschinen, sowie später, ist eine bedeutende Anzahl directwirkender Dampfpumpen ohne Schwungradwelle für bergmännische Zwecke in Gebrauch gekommen; dieselben führen auch den Namen amerikanische Pumpen.

Das Charakteristische für deren Construction ist, dass sie wegen Mangels der rotirenden Bewegung mit einer Anschlagsteuerung versehen sind, bei welcher entweder der Schieber direct von der Dampfkolbenstange bewegt wird (Stossschieber), oder eine Art Vorsteuerung, wie bei nichtrotirenden Wassersäulenmaschinen vorhanden ist. Im ersten Falle muss dafür gesorgt werden, dass der Schieber seine Bewegung fortsetzt, wenn auch der Kolben zur Ruhe gelangt ist, weil sonst bei langsamem Gange die lebendige Kraft der bewegten Massen zu klein ist, um den Schieber bis in die äusserste Stellung zu bewegen, daher die Maschine zum Stillstand kommt.

Eine andere Einrichtung der Steuerung besteht darin, dass der Schieber mit Kolben verbunden wird, deren Fläche durch Kanäle, die in den Cylinder führen, dem dort herrschenden Dampfdruck ausgesetzt ist; indem der Dampfkolben die Mündung dieser Kanäle passirt, tritt ein Wechsel der Spannung, folglich Bewegung des Schiebers ein.

Die besonderen Vortheile der nichtrotirenden Maschinen sind die geringeren Kosten und das bedeutend kleinere Raumerforderniss, die leichte Fundirung und rasche Aufstellung. Auch können dieselben bei entsprechend construirter Steuerung mit geringer Geschwindigkeit arbeiten, ohne stecken zu bleiben, und ermöglichen daher eine stärkere Variation der gehobenen Wassermenge, als die Maschinen mit Schwungrad.

Bei den üblichen Steuerungen ist jedoch die Anwendung von Expansion ausgeschlossen, wegen des Widerstandes gegen die Oeffnung der Pumpenventile muss die Kolbenfläche grösser genommen werden — welche Rücksicht eben nur bei Expansionsmaschinen wegfällt — und aus beiden

*) Zeitschrift deutscher Ing. 1873, 17 Bd, S. 436.

Ursachen ist der Dampfverbrauch beträchtlich. Der Mangel eines Schwungrades führt bei grösserer Geschwindigkeit einen unruhigen, stossenden Gang herbei, es kommen öfters Betriebsstörungen vor. Man empfiehlt daher diese Pumpen nur als Reserve oder für vorübergehende Zwecke und für Druckhöhen von nicht mehr als 100^{m}, obwohl sie in den Preistabellen bis 300^{m} Förderhöhe offerirt werden. Die Kolbengeschwindigkeit soll nicht über 0·6 bis 0·7 Meter steigen.

Um den Vortheil eines geringen Raumerfordernisses möglichst auszunützen, wird die Pumpe meist mit Scheibenkolben ausgeführt. Häufig sind die gegenüberstehenden Deckel der beiden Cylinder nebst einem Verbindungstheil aus einem Stück gegossen; bei kleinen Dimensionen bilden Dampf- und Pumpencylinder ein Stück, welches durch zwei an diese Cylinder unten angegossene Füsse gestützt wird.

Die Fundirung ist, wie bemerkt, sehr einfach und erfolgt beispielsweise nur durch einen Holzrahmen, welcher durch Stempel gegen die First des betreffenden Raumes abgespreizt ist. Die Pumpen werden auch geneigt oder vertical und öfters zu zweien aufgestellt, wobei eine der anderen als Reserve dient.

Es soll nun Einiges über die wichtigsten Arten der nichtrotirenden Maschinen angeführt werden. Diese sind a) die Dampfpumpen von Baumann, ausgeführt von Decker u. Comp., b) von Maxwell u. Cope, ausgeführt von Hayward Tyler, c) das System von Cameron, ausgeführt von Tangye.

Decker'sche Dampfpumpen. Bei diesen Pumpen ist nach Fig. 1084 der Dampf- und der Pumpencylinder *dp* nebst einem beide Cylinder verbindenden rinnenförmigen Mitteltheil und zwei Füssen aus einem Stück gegossen; an den entgegengesetzten Seiten der Cylinder befinden sich Deckel, an den zugekehrten Seiten sind Stopfbüchsenstücke für die gemeinschaftliche Kolbenstange eingeschraubt. Bei grösseren Dimensionen ist das Mittelstück nur mit den beiden anstossenden Deckeln zusammen gegossen. Der Steuerschieber befindet sich in dem Cylinder *s* und wird von dem an der Kolbenstange befestigten Arme *q*, der abwechselnd gegen die Stellringe $r\,r_1$ schlägt, zu Ende jedes einfachen Hubes verschoben.

Die Steuerung ist eine solche mit Stossschieber und soll mit Hilfe der Skizze Fig. 1083, welche als Längenschnitt durch den Dampf- und Steuercylinder *d s* zu denken ist, erläutert werden. Unten am Steuercylinder befinden sich vier abwärts geführte Kanäle, von welchen $e\,e_1$ mit den zu beiden Cylinderenden laufenden Kanälen $c\,c_1$, $a\,a_1$ mit zwei beiderseits vom Fusse des Schieberkastens befindlichen Räumen communiciren, an deren einen das Dampfabstossrohr angeschlossen werden kann. Der Schieberkasten ist zur besseren Verhinderung der Condensation mit

einem concentrischen Mantel umgeben, in welchen bei E das Dampfzuleitungsrohr mündet; aus dem Zwischenraume gelangt der frische Dampf durch die Oeffnung o in den Schieberkasten.

Der Steuerschieber besteht aus vier Kolben, in deren jeden eine schmale, in der Zeichnung nicht angedeutete Nuth eingedreht ist, in welcher sich Schmiere ansammeln und den dichten Schluss befördern soll. Ferner sind an den beiden äussersten Kolben noch breitere Nuthen angebracht und durch Bohrungen $p\,p_1$ mit den Räumen $m\,m_1$ an den Enden des Steuercylinders verbunden; endlich gehen von diesem schmale Kanäle $i\,i_1$ in den Dampfcylinder. Der Druck gegen die sämmtlichen Kolbenflächen, mit Ausnahme der beiden äussersten, ist ausgeglichen und nur auf diese äussersten Flächen wird durch Zu- oder Ableitung von Dampf in den Räumen $m\,m_1$ ein die Bewegung des ganzen Kolbensystems bewirkender Druck hervorgebracht.

Bei der gezeichneten Stellung steht der Kanal c_1 durch e_1 mit o, c durch e mit a in Verbindung, daher der Dampf rechts vom Kolben ein-, links ausströmt, der Kolben sich gegen die linke Seite bewegt. Nun stösst der Arm q an den Stellring r und bewegt mithin den Steuerschieber gegen die linke Seite. Die mittleren Kolben desselben bedecken die Mündungen der Kanäle $e\,e_1$ und der Dampfkolben beendet seinen Hub. Nebstdem ist aber der Kanal i_1 mit p_1 in Verbindung getreten, sowie der Kanal i mit p, es strömt daher Dampf aus dem rechten Cylinderraume durch i_1 und die Bohrung p_1 in den Raum m_1, und in Folge dessen wird der Schieber noch weiter links bewegt, indem auf der anderen Seite desselben der Dampf aus dem Raume m durch p und i in den Dampfcylinder entweichen kann. Der Schieber bewegt sich daher, auch wenn der Dampfkolben schon zur Ruhe gelangt ist, noch so weit, bis die Expansion im Raume m_1 und die Compression in m sich das Gleichgewicht halten. Durch diese weitere Bewegung kommen aber die Kanäle c durch e mit o und c_1 durch e_1 mit a_1 in Communication, so dass der Rücklauf des Kolbens eintritt, bei welchem die Umsteuerung sich wieder in gleicher Art vollzieht, indem der Arm q gegen den zweiten Stellring r_1, Fig. 1084, an der Schieberstange schlägt.

Diese Pumpen sind ober Tags häufig, seltener in der Grube zur Verwendung gekommen; im letzteren Falle arbeiten sie auch mit Condensation, wobei der abgeblasene Dampf in das Saugrohr geführt wird. In der Grube Langenberg zu Kohlscheidt bei Aachen hat man, um das bei raschem Gange eintretende Schlagen zu beseitigen, den Dampfkolben durchlöchert, damit sich hinter demselben ein Dampfpolster bilde; selbstverständlich ergibt sich dadurch ein Dampfverlust, der um so empfindlicher ist, je langsamer die Pumpe arbeitet.

Cameron's Pumpe. Fig. 1088 ist eine Skizze der Dampfmaschine zu dieser ziemlich viel verwendeten Pumpe.*) Die gegenüberstehenden Deckel des Dampf- und des Pumpencylinders *d p* sind aus einem Stück gegossen, die Pumpe ist doppeltwirkend, mit Klappenventilen und einem Scheibenkolben versehen. Der Dampf strömt in den mittleren Theil des Schieberkastens, der Schieber *s* bewegt sich auf dem mit den gewöhnlichen drei Kanälen versehenen Spiegel; bei der gezeichneten Stellung gelangt frischer Dampf durch die links befindliche Höhlung des Schiebers in den Cylinder, daher der Kolben sich gegen die rechte Seite bewegt, und der verbrauchte Dampf tritt durch die zweite Höhlung des Schiebers aus.

Zur Umsteuerung dienen zwei Kolben v und v_1, deren vom Cylinderraum abgewendete Flächen durch kleine Kanäle stets der Einwirkung des gespannten Dampfes ausgesetzt sind, während die andere Fläche dieser Kolben ventilartig gestaltet ist und vom Dampfdruck für gewöhnlich an den Sitz gepresst wird. Die Kanäle $c\,c_1$ sind zu den cylindrischen Endstücken des Schieberkastens geführt, in welchen sich zwei Kolben $a\,a_1$ befinden, die mittelst Kolbenstangen auf Ansätze des Schiebers wirken. Die Kolben $a\,a_1$ schliessen nicht ganz dicht, so dass in die Räume hinter denselben Dampf eindringt. Bei Bewegung des Dampfkolbens gegen rechts schlägt derselbe zuletzt gegen das Ventil v und öffnet dieses, so dass der Dampf aus dem Raume ausserhalb des Kolbens a entweichen kann. Der links von a_1 befindliche Dampf bewegt nun den Kolben a_1, daher auch den Schieber und den Kolben a nach rechts, so dass die Dampfvertheilung umgekehrt wird und der Rücklauf des Kolbens beginnt.

Der Hub des Schiebers wird dadurch begrenzt, dass der Kolben a in eine Büchse b eintritt und den vorhandenen Dampf comprimirt; mittelst der Stellschraube n kann die Stellung der Büchse b, daher der Hub des Schiebers regulirt werden. Zu Ende des Rücklaufes des Dampfkolbens wird v_1 geöffnet, daher der in b befindliche comprimirte Dampf den Schieber wieder zurücktreibt u. s. w. Um die Pumpe in Gang zu setzen, wird mittelst des von Aussen beweglichen Hebels z der Dampfschieber einige Male hin- und hergeführt.

Bei grösseren Dimensionen sind abgesonderte Dampfschieber an beiden Enden des Dampfcylinders angebracht.**)

Maschinen von Maxwell und Cope. Bei diesen besitzt die Dampfmaschine eine complicirte und daher nicht empfehlenswerthe Steuerung.

*) Uhland's Maschinen-Constructeur 1872, 5. Jahrg., S. 247; Rühlmann's allg. Maschinenlehre, 4. Bd., S. 623; Oest. Zeitschrift für B.- u. H. 1874, S. 369.

**) Diese Construction, beschrieben von Hybner, s. Oest. Zeitschrift für B.- u. H. 1874, No 39, S. 370.

Eine zugehörige Pumpe, ausgeführt von Hayward Tyler, zeigen Fig. 1096 im Längenschnitt nach *AB*, 1100 und 1099 in Horizontalschnitten nach *GH* und *IK*, dann 1098 und 1097 in Querschnitten nach *CD* und *EF*. An den Pumpencylinder schliesst sich dabei oben ein durch eine Scheidewand getheilter Längskanal, dessen eine Hälfte *a* mit dem Saugrohre *S* in Verbindung steht, während die andere Hälfte durch zwei Querwände in zwei äussere Räume a_1 a_1 und einen mittleren *g* geschieden ist, in welchen das Druckrohr *D* mündet. Die Saugventile $s\, s_1$ und Druckventile $d\, d_1$ sind Kugelventile und befinden sich auf einer horizontalen Platte, welche die Räume $a\, a_1$ oben abschliesst, und zwar $s\, s_1$ ober *a* und $d\, d_1$ ober a_1. Der Raum ober den Ventilen ist durch ein Gehäuse bedeckt, in welchem sich eine Längenwand und eine Querwand befinden; erstere trennt die Ventile $s\, s_1$ von $d\, d_1$, letztere *s* von s_1. Die Enden des Pumpencylinders communiciren mit dem Raume unter den Druckventilen und durch Oeffnungen *m* mit dem Raume ober den Saugventilen $s\, s_1$; oben befindet sich ein Windkessel, der durch einen Kanal *p* mit dem Raume ober den Druckventilen verbunden ist. Bewegt sich der Kolben gegen die rechte Seite, so strömt das Wasser aus *S* durch *a*, *s* und *m* in den Cylinder, das Druckwasser gelangt aus dem letzteren durch d_1 und *g* nach *D*.

Wassersäulenmaschinen ohne Gestänge.

Wassersäulenmaschinen, welche Druckpumpen ohne Vermittlung eines Gestänges betreiben, daher mit diesen sich in gleichem Niveau befinden, kommen in folgenden Fällen zur Anwendung:

1) Um Wasser für beliebige Zwecke auf einen Punkt zu heben, welcher höher liegt als der Spiegel des Einfallwassers. Diese Einrichtung ist durch Fig. 1102 repräsentirt, worin *t* den Treib- und *p* den Pumpencylinder, *e* das Ein- und *a* das Abfallrohr der Wassersäulenmaschine, *s* das Saug- und *d* das Druckrohr der Pumpe bedeuten. Die Förderhöhe *H* ist also grösser als die Gefällshöhe $\mathfrak{H}$, daher muss der Treibcylinder weiter als der Pumpencylinder sein; die Menge Kraftwasser wird grösser als die des geförderten Wassers und für den Ueberschuss des ersteren muss ein Abfluss vorhanden sein. Für die Wasserhebung aus Gruben ist eine solche Anlage nicht verwendbar, weil sie das Vorhandensein eines Abflusses in dem Niveau, aus welchem gesaugt wird, voraussetzt. Dagegen kann sie dazu dienen, um z. B. höher gelegene Orte zu bewässern, Springbrunnen zu betreiben u. s. w.

2) Zur Hebung einer anderen Flüssigkeit als Wasser, z. B. Soole. Dabei kann das Verhältniss zwischen Gefälls- und Förderhöhe ein be-

liebiges sein, indem durch dasselbe nur das Verhältniss zwischen der Menge des Kraftwassers und der gehobenen Flüssigkeit oder zwischen den beiden Kolbenflächen bestimmt wird.

3) Zur bergmännischen Wasserhaltung, welcher Fall durch Fig. 1089 dargestellt ist, worin die Theile wie früher bezeichnet sind. Um die Förderhöhe der Pumpe thunlichst zu vermindern und das Gefälle der Maschine zu vergrössern, lässt man beide ihr Wasser in den tiefsten Abflussstollen ausgiessen. Es ergibt sich also für die Maschine eine Hinterwassersäule gleich der Förderhöhe der Pumpe. Das Verhältniss zwischen Gefälls- und Förderhöhe darf wieder ein beliebiges sein. Die Anordnung kann nun auf zwei Arten vereinfacht werden:

a) Man lässt die Maschine ihr Wasser in den Saugsumpf ausgiessen, wodurch das Rohr *a* erspart wird; die Pumpe muss dann gross genug sein, um nebst dem zusitzenden auch das von der Maschine ausgegossene Wasser zu heben; der Treibkolbendurchmesser bleibt ungeändert, weil die reine Leistung dieselbe ist; der Mehrbedarf an Arbeit für die Pumpe wird eben dadurch geliefert, dass die wirksame Gefällshöhe um die Förderhöhe grösser geworden ist. Allein der Druck in den bewegten Theilen, sowie der Durchmesser der Pumpe, der Ventile etc. wird dabei ebenfalls entsprechend grösser.

Dennoch ist diese Einrichtung in Verwendung, allerdings nicht zur Wasserhaltung, und zwar zu St. Nikolas. Hier dient das von der Maschine ausgegossene Wasser zur Auslaugung der Salzlagerstätte, die Pumpe zur Hebung der gebildeten Soole; das Salz der letzteren ist also hier der zu hebende Körper und vertritt in mechanischer Beziehung die Stelle des Grubenwassers.

b) Für die Wasserhaltung ist es entschieden zweckmässiger, das Abfallrohr a_1, Fig. 1089, der Maschine direct mit dem Steigrohre der Pumpe zu verbinden. Dabei bleibt sonst alles ungeändert, statt zweier Rohre *a d* wird jedoch nur ein einziges *d* nothwendig, dessen Herstellung und Einbau billiger ist, obgleich sein Querschnitt der Summe der Querschnitte von *a* und *d* gleich sein muss. Diese Anordnung zeigt die neue Wasserhebungsanlage zu Clausthal.

Bei Verlegung der Maschine in das Niveau des Abflusses wäre die Hinterwassersäule weggefallen und die Druckhöhe in der Maschine um die Förderhöhe kleiner geworden; dagegen erspart die Anlage das Gestänge und gestattet aus dieser Ursache, sowie weil die Maschine doppeltwirkend und rotirend ist, eine grössere Kolbengeschwindigkeit.

Die Maschinen werden liegend, mit oder ohne Rotation, im letzteren Falle, sowie die zugehörigen Pumpen, stets doppeltwirkend ausgeführt.

Nichtrotirende Maschinen. Hierher gehört die Maschine von Eames, welche nach dem unter 1) erläuterten Principe ausgeführt ist, jedoch auch für den Fall 3) verwendbar wäre, sobald man das Verhältniss der Kolbendurchmesser entsprechend ändert.

Die S. 643 beschriebene liegende Wassersäulenmaschine könnte bei sonst ungeänderter Construction zum directen Betrieb einer Pumpe dienen.

Reichenbach'sche Maschinen. Diese zeigen gegen die früher verwendeten Constructionen von Wassersäulenmaschinen so erhebliche Fortschritte, dass sie sich einen wohlbegründeten Ruf erworben haben und hier Erwähnung finden sollen, obgleich sie nicht zur Wasserhaltung, sondern zur Hebung von Soole in den bayerischen Salzdistricten dienen. Dieselben gehören zur Gruppe der Maschinen ohne Gestänge, sind stehend und ohne Rotation ausgeführt. Die in Fig. 1101 skizzirte Maschine betreibt eine einfachwirkende Druckpumpe, daher der Widerstand beim Aufgange, wo die Soole angesaugt wird, beträchtlich kleiner ist als beim Niedergange, wo die Flüssigkeit in die Steigröhren gedrückt werden muss. Aus diesem Grunde sind zwei Treibkolben T T_1 angeordnet, von welchen der obere kleinere den Aufgang, der untere den Niedergang vermittelt, indem das Kraftwasser abwechselnd unter T_1 und ober T einströmt. Der gleiche Zweck wäre statt durch den Kolben T_1 auch durch einen unten an T angeschlossenen und mittelst Stopfbüchse im Cylinderboden ins Freie zu führenden Mönchkolben zu erreichen, wobei das Einfallwasser abwechselnd ober und unter T zuströmen müsste. Dabei ergibt sich aber eine grosse hängende Stopfbüchse, während allerdings nach der vorliegenden Construction die in der Scheidewand beider Cylinder vorhandene innere, für gewöhnlich unzugängliche Stofbüchse der Kolbenstange ebenfalls ein Uebelstand ist.

Die beiden Cylinder sind an der dem Wasserdruck nicht ausgesetzten Seite offen und stehen durch die Gurgelrohre r r_1 mit dem Steuercylinder in Verbindung, in welchem sich der Wendekolben w und die Steuerkolben s s_1 befinden; w und s haben den gleichen, etwas grösseren Durchmesser als s_1. E ist das Einfall-, A das Abflussrohr; der Raum ober s_1 communicirt durch das Rohr a mit dem Abflusse, die Räume ober und unter w sind durch den Kanal c in Verbindung. An den Steuercylinder ist unten der Vorsteuerungscylinder C angegossen, in welchen das Kraftwasser durch das Rohr v zwischen zwei kleine Kolben eintritt. Die Stange der letzteren wird durch den Hebel h mittelst zweier Knaggen k k_1 auf- und niederbewegt, welche mit der Kolbenstange in fester Verbindung stehen.

Bei der gezeichneten Stellung sind die Räume beiderseits von w durch den Kanal c in Verbindung und es herrscht darin der Druck des

Abfallwassers; dieser wirkt auch auf die untere Fläche von s und auf die obere von s_1. Da s grösser als s_1 ist, wird das Kolbensystem durch den Druck des zwischen s und s_1 befindlichen Einfallwassers niedergehalten, durch E und r strömt Druckwasser ober T und bewegt die Treibkolben abwärts, indem das Wasser unter T_1 durch r_1 und a abfliesst. Nun bewegt die Knagge k_1 mittelst des Hebels h die Vorsteuerungskolben in die obere Stellung, daher das Einfallwasser aus v unter w strömt und die Steuerkolben in die obere punktirte Stellung bewegt, bei welcher Einfallwasser aus E durch r_1 unter T_1 gelangt und die Treibkolben aufwärts bewegt, während das verbrauchte Wasser aus dem Raume ober T durch r und A abfliesst. Beim Aufgange verschiebt dann wieder k die Vorsteuerung und die Kolben der Hauptsteuerung kehren in die untere Stellung zurück, wobei das Steuerwasser durch c austritt.

Der Hahn f dient zum Einlassen von Luft in die Maschine, wenn man das Wasser behufs einer Reparatur aus derselben ablaufen lassen will. *)

Die zur Maschine gehörende Pumpe wurde bereits S. 281 erwähnt.

Eine gleichfalls von Reichenbach zur Soolenhebung angewendete Maschine, bei welcher die Pumpe doppeltwirkend und daher der Widerstand beim Auf- und Niedergange gleich ist, zeigt die Skizze Fig. 1103. **) Hier ist ein einziger Treibkolben T vorhanden, und es findet stets gleichzeitig durch eines der Gurgelrohre $r\,r_1$ Ein-, durch das andere Ausströmung statt; $s\,s_1$ sind die Steuerkolben, w der in einem abgesonderten Cylinder befindliche Wendekolben, welchem durch einen als Vorsteuerung dienenden Hahn das Kraftwasser abwechselnd an der Ober- und Unterseite zugeführt wird. Die Räume ober s_1 und unter s sind mit dem Einfallrohre E, der Raum zwischen s und s_1 mit dem Abflussrohre A in Verbindung. Es ist sonach klar, dass bei der gezeichneten höchsten Stellung der Steuerkolben das Aufschlagwasser durch E und r in den Raum unter T einströmt, aus dem oberen Cylinderraum das verbrauchte Wasser durch r_1 und A abfliesst, während bei der punktirten Stellung der Steuerkolben durch E und r_1 Einströmung, durch r und A Austritt stattfindet.

*) Obige Maschine ist beschrieben in Weisbach's Ing.- u. Masch.-Mechanik, 3. Bd., 2. Abth., S. 930, ferner auf S. 353, 4. Bd. der allg. Maschinenlehre von Rühlmann, welcher dieselbe als einfachwirkend bezeichnet; in der That verrichtet die eigentliche Nutzarbeit nur der grössere Treibkolben beim Niedergange.

**) Rühlmann's allg. Maschinenlehre, 1. Bd., S. 351.

Maschine zu St. Nicolas. Oben wurde die allgemeine Einrichtung der von Pfetsch zu St. Nicolas hergestellten Anlage*) besprochen. Die Maschine ist ohne Rotation, sowie die Pumpe doppeltwirkend und wegen leichterer Fundirung liegend ausgeführt.

Nach der Skizze Fig. 1095 ruht die Maschine nebst der (in der Zeichnung weggelassenen) Pumpe auf zwei mit Eisenschienen armirten Eichenbalken, welche durch mehrere Schwellen gestützt sind. Es sind ferner T der Treibcylinder, $s\,s_1$ die Steuerkolben, E das Einfall- und A das Abflussrohr; das Rohr E mündet in ein an den Steuercylinder angegossenes Vertheilungsrohr, welches das Wasser zu beiden Enden jenes Cylinders führt. Der Kolben s_1 ist etwas grösser als s, so dass der Druck des Wassers, welcher bei s_1 von rechts her nur auf die Differenz zwischen Kolbenfläche und Kolbenstangen-Querschnitt wirkt, ebenso gross wird als der Druck auf s und dass bei Bewegung der Steuerkolben nur die Reibung zu überwinden ist. In einem Angusse des Deckels, welchen Fig. 1092 im Querschnitt nach $E\,F$, 1090 im Schnitt nach $A\,B$ und 1091 im Schnitt nach $C\,D$ darstellt, befinden sich der Wendekolben w und die beiden Vorsteuerungskolben v und v_1. Der Raum zwischen den letzteren ist durch die Bohrung $e\,e$ stets in Verbindung mit dem Einfallwasser, der Kanal n stellt die Communication zwischen dem Vorsteuerungscylinder und dem Raum her, in welchem sich der Wendekolben w bewegt.

Bei der gezeichneten Stellung ist der Raum rechts von w durch a mit dem Abflusse in Verbindung, und da der Raum links stets mit Einfallwasser gefüllt ist, so bewegt der Wasserdruck auf die linke Ringfläche von w die Steuerkolben in die gezeichnete Stellung. Werden dagegen die Vorsteuerungskolben nach links verschoben, so hat das Einfallwasser Zutritt und drückt von rechts auf die ganze Fläche des Kolbens w, während auf der anderen Seite wieder nur die Ringfläche dem Druck ausgesetzt ist, daher die Steuerkolben sich in die äusserste Stellung links begeben.

Als äussere Steuerung dient ein mit der Kolbenstange verbundener Schlitten mit zwei Stellringen u, Fig. 1095, welche abwechselnd von rechts und links her gegen den Hebel h schlagen; dieser überträgt die Bewegung auf die Kolben $v\,v_1$. Die Steuerkolben s_1, Fig. 1090, sind cylindrisch und an beiden Enden mit Ausschnitten behufs allmäliger Absperrung des Wassers versehen. Das Gefälle beträgt 163 Meter, die Zahl einfacher Hube pr. Minute 10, der Hub 0·8 Meter, die Förderhöhe 87 Meter, oder auf Wasserhöhe reducirt, bei einem specifischen Gewicht 1·2 der Soole, 104·4 Meter.

*) Annales des mines 1860, 5. Reihe, 1. Bd., S. 411.

Die Pumpe besitzt die Anordnung Fig. 1067, S. 690, nur ist statt zweier Windkessel w_1 w_1 blos ein einziger in Mitte des Verbindungsrohres r aufgesetzt und in denselben das unterste Steigrohr in verticaler Stellung eingesenkt.

Rotirende Maschine zu Clausthal. Ganz ähnlich den rotirenden unterirdischen Wasserhebungs-Dampfmaschinen ist die für gleichen Zweck von Jordan construirte Wassersäulenmaschine am Königin Marienschacht bei Clausthal ausgeführt.*) Es sind zur Sicherung gegen Betriebsstörungen zwei ganz gleiche Maschinen aufgestellt, deren jede aus zwei doppeltwirkenden Treibcylindern besteht, welche direct zwei ebenfalls doppeltwirkende Pumpen betreiben und durch eine Schwungradwelle mit unter 90 Grad verstellten Kurbeln gekuppelt sind.

Die Maschine ist 597^{m} unter dem Reservoir für das Einfallwasser aufgestellt und hat daher den gewaltigen Druck von 60 Atm. auszuhalten; die Förderhöhe der Pumpen beträgt 229^{m} und ist zugleich die Höhe der Hinterwassersäule der Maschine, da diese das verbrauchte Wasser in die Pumpensteigröhren abgibt.

Die Anwendung einer so grossen Druckhöhe bei der Maschine ist dadurch möglich gemacht, dass in Folge der Anordnung das Wasser in dem Einfallrohre nur geringen Geschwindigkeits- und daher Druckänderungen unterliegt. Bei 16 Touren pr. Minute oder 0·33^{m} Kolbengeschwindigkeit machen sich keine Stösse bemerkbar und arbeitet die Maschine noch recht gut.

Beide Maschinen sind mit abgesonderten Saug- und Druckröhren ausgestattet, um dieselben ganz unabhängig von einander zu machen und den Zweck der Reserve vollständig zu erfüllen. Die Wandstärke der Einfallröhren ist (vergl. die Bemerkung S. 685) geringer als nach Formel (4), S. 8, welche für die untersten Rohre bei 60 Atm. Druck und 0·185^{m} Durchmesser mindestens 0·05^{m} Wandstärke ergibt, während dieselbe in der That blos 0·04^{m} beträgt. Der Durchmesser der Rohre ist so gross, dass das Wasser sich darin bei der angenommenen Normalzahl von 12 Touren mit 1 Meter Geschwindigkeit bewegt.

Die Dichtung der Rohre erfolgt durch Ringe aus Gummi mit Leinwandeinlage, welche in Nuthen durch einen Vorsprung des anstossenden Rohres eingepresst werden; die Berührungsflächen enthalten concentrische feine Furchen. Die Compensations-Stopfbüchsen sind durch Lederstulpe, die Stopfbüchsen der Kolbenstangen durch abwechselnde Lagen von je einer 3 Millim. dicken, beiderseits geriffelten Messingscheibe und zwei Lederscheiben gedichtet.

*) Beschrieben von Fickler, Theorie dazu von Hoppe, Preuss. Zeitschrift 1878, 24. Bd., S. 233 u. 240.

Die Treibkolben besitzen 0·31^{m} Durchmesser und Hub und sind nach Fig. 1086 als Schleusenkolben (S. 681), die Steuer- und Pumpenkolben einfach cylindrisch ausgeführt. Alle Kolben sind mit den zugehörigen Kolbenstangen aus einem Stück und sowie die Cylinder, Ventilsitze und Hähne aus einer Legirung gegossen, welche aus 89 Proc. Kupfer, 5½ Proc. Zinn und 5½ Proc. Zink besteht. Die Steuerung hat dieselbe Anordnung wie beim Adriany'schen Wassersäulengöpel, und ist ein durch ein Excenter auf der Kurbelwelle bewegtes System von 2 Kolben, deren Breite etwas geringer ist als die Mündungen der Gurgelröhren, um Stösse oder Brüche zu vermeiden.

Die zwei Maschinenräume sind je 20^{m} lang, 10^{m} breit und 10^{m} hoch und bei der günstigen Gesteinsbeschaffenheit nicht gemauert, sondern nur mit einer Zimmerung versehen, welche das Herabfallen von Steinstücken verhütet. Das Maschinenfundament ist aus Backsteinen in Cement gemauert, die Treib- und Pumpencylinder sind durch Zwischenstücke in Form durchbrochener Röhren verbunden, welche den auf beide Cylinder entgegengesetzt wirkenden Wasserdruck direct ausgleichen.

Aus den von Hoppe in Clausthal angestellten Versuchen ergab sich, dass der procentische Wasserverlust bis zu 12 Touren bei der Maschine mit der Geschwindigkeit abnimmt, bei der Pumpe wächst, was Hoppe für die letztere dadurch erklärt, dass bei raschem Gange die Pressung vor dem Kolben grösser und daher der Wasserdurchgang an dessen Umfang stärker wird. Der Wirkungsgrad der ganzen Anlage stellt sich bei 12 Touren zu 0·35 und nimmt mit der Geschwindigkeit zu, würde daher bei schnellerem Gange sich wohl grösser ergeben haben. Die obige geringe Ziffer kann übrigens nicht befremden, wenn man die grossen Druckhöhen und die Einrichtung der Kolben, welche allerdings für ungestörten Betrieb die günstigste ist, in Betracht zieht. Bei der Maschine ist das Verhältniss der wirklich verbrauchten zur theoretischen Wassermenge ebenfalls durch Versuch bestimmt, bei 12 Touren gleich 1·7, bei der Pumpe das Verhältniss der theoretischen zur wirklich gelieferten Menge gleich 1·25; wären also keine Wasserverluste vorhanden, so würde der Wirkungsgrad

$$1{\cdot}7 \,.\, 1{\cdot}25 \,.\, 0{\cdot}35 = 0{\cdot}74$$

betragen. Die auf gleiche Art bei 3, 6, 9 Touren sich herausstellenden Werthe schwanken zwischen 0·71 und 0·74, welche Ziffern durchaus nicht ungünstig erscheinen.

Pumpen mit Wassertransmission.

Bei dieser Transmission dient Wasser statt fester Körper zur Uebertragung der von der Kraftmaschine producirten Wirkung an

die Arbeitsmaschine. Die genannte Uebertragung geschieht auf zweierlei Art:

1) Die Kraftmaschine drückt das Wasser mittelst einer Pumpe in ein Reservoir, einen Accumulator, von welchem eine Rohrleitung an einen beliebigen Ort geführt werden kann, um dort eine mit Steuerung versehene Wassersäulenmaschine zu betreiben, welche die Arbeitsmaschine in Gang setzt. Die Wassersäulenmaschine ist dabei in Bezug auf den Betrieb, Stillstände u. s. w. ganz unabhängig von der Kraftmaschine. Diese Methode kommt in Anwendung, um bei continuirlicher Bewegung des Motors intermittirende Arbeiten zu verrichten, wie bei Aufzügen verschiedener Art, bei Maschinen für Kleingewerbe u. s. w. Sie zeigt den Vortheil, dass durch eine Kraftmaschine mehrere Arbeitsmaschinen in beliebiger Art betrieben werden können.

2) Der Kolben der Kraftmaschine theilt seine hin- und hergehende Bewegung mittelst in Röhren eingeschlossenen Wassers der Arbeitsmaschine mit, welche daher ebenfalls einen Kolben erhält, der jeden Hub der Kraftmaschine mitmacht. Das Wasser vertritt also die Stelle einer langen Kolbenstange oder eines Gestänges. Diese Function ist durch die geringe Zusammendrückbarkeit des Wassers ermöglicht, in Folge deren die Bewegung sehr rasch fortgepflanzt wird und bei jedem Hub sehr nahe ein ebenso grosses Volum Wasser vom Transmissionsrohr ausströmt, als am anderen Ende desselben eingetreten ist. Ein stärker zusammendrückbarer Körper, wie Luft, gestattet eine solche Uebertragung nur auf ganz kurze Entfernungen. Dieselbe kommt zur Wasserhebung in Anwendung bei den Wassergestängepumpen, dann für bergmännische Zwecke, wo man den Namen Pumpen mit hydraulischem Gestänge anwendet.

Uebertragung der Kolbenhube von der Kraftmaschine an die Pumpe. Fig. 1087 gibt das allgemeine Bild der nach 2) eingerichteten Wassertransmission für den Pumpenbetrieb. Es sind dazu zwei Cylinder $c\,c_1$ erforderlich, deren Enden durch die Rohre $r\,r_1$ in Verbindung stehen. Im Cylinder c_1 befindet sich ein Kolben, dessen Stange den Pumpenkolben betreibt, im Cylinder c ein zweiter Kolben, der von der Kraftmaschine bewegt wird. Die Rohre $r\,r_1$ sind mit dem Transmissionswasser gefüllt, und es ist klar, dass der vom Kolben in c bei den einzelnen Huben auf das Wasser ausgeübte Druck abwechselnd durch r und r_1 auf den Kolben in c_1 übertragen wird, das Wasser aus c_1 durch das zweite Rohr nach c zurückkehrt.

Die Cylinder können liegend oder stehend sein, sich in gleichem oder verschiedenem Niveau befinden. Da die Wassersäulen in r und r_1 sich das Gleichgewicht halten, ist das statische Verhältniss, abgesehen

von Nebenhindernissen, dasselbe, als ob der Kolben von c direct mit dem von c_1 verbunden und keine Wassertransmission vorhanden wäre.

Sind Kraftmaschine und Pumpe einfachwirkend, so reicht ein Verbindungsrohr, z. B. r, aus, wobei die Cylinder an den Enden, wo nach Fig. 1087 r_1 einmündet, offen sein können. Die Kraftmaschine drückt dann den Kolben c in der Richtung des Pfeiles, c_1 bewegt sich ebenfalls in dieser Richtung, es muss jedoch auf c_1 eine Kraft constant in der entgegengesetzten Richtung wirken, um den Rückgang beider Kolben und insbesondere des Transmissionswassers von c_1 gegen c zu bewirken. Als solche Kraft kann der Druck einer starken Feder, der in einen Windkessel einzuschliessenden Luft, oder, besonders bei stehendem Cylinder c_1 passend, eine Belastung des Kolbens der Pumpe benützt werden.

Ueberdies sind noch mehrere Modificationen ausführbar; es kann ein Verbindungsrohr angeordnet werden, welches an den entgegengesetzten Enden der Cylinder $c\,c_1$ mündet, wobei die Kolbenstange von c ziehend statt drückend arbeitet; durch Anbringung einer auf c_1 constant wirkenden Kraft lässt sich eine einfachwirkende Pumpe durch eine doppeltwirkende Maschine und umgekehrt betreiben, gerade so als ob ein festes Gestänge vom entsprechenden wirksamen Gewicht vorhanden wäre. Bei den Wassergestängepumpen ist das Ganze auch derart construirt, dass das gehobene Wasser durch die Rohre $r\,r_1$ selbst aufsteigt.

Bezeichnet Q den vom Kolben c auf das Wasser auszuübenden Druck, welcher, da die Gewichte der Wassersäulen in r und r_1 sich ausgleichen, dem an der Stange von c_1 wirkenden Pumpenwiderstande, mehr dem Nebenwiderstande von c_1 und den Leitungen $r\,r_1$ gleichkommt, v die Geschwindigkeit und o die Fläche der Kolben $c\,c_1$, für beide gleich gross vorausgesetzt, p die Spannung des Wassers unter c, q den Querschnitt der Transmissionsrohre und u die Geschwindigkeit des Wassers in denselben, so ist

$$Q = o\,p,$$

daher der Querschnitt der Kolben

$$o = \frac{Q}{p},$$

ferner

$$o\,v = q\,u,$$

mithin der Querschnitt der Transmissionsrohre

$$q = o\,\frac{v}{u} = \frac{Q}{p}\,\frac{v}{u},$$

endlich wird die lebendige Kraft des pr. Secunde durch die Rohre strömenden Wasserquantums

$$L = 1000\, q\, u.\, \frac{u^2}{2g} = 1000 \frac{Q\, v}{p} \frac{u^2}{2\, g}.$$

Es ist nun im Allgemeinen vortheilhaft, die Spannung p gross zu nehmen, weil dadurch die Querschnitte o und q der Cylinder und Röhren klein, deren Kosten gering, endlich auch L kleiner, die Stösse schwächer werden. Nur wachsen dabei die Wasserverluste und die Nebenwiderstände in den nun engeren Röhren.

Dagegen empfiehlt sich ein mässiger Werth von u, wobei zwar der Querschnitt q der Transmissionsröhren wächst, in stärkerem Verhältnisse jedoch die lebendige Kraft L und nebstdem die Röhrenwiderstände abnehmen.

Der Druck im Transmissionsrohre ist zu Anfang der Bewegung, wo die hydraulischen Widerstände die Pressung noch nicht vermindern, nächst c_1, Fig. 1087, um den ganzen Druck der Wassersäule in den Transmissionsröhren grösser als die Spannung p in c.

Die Wassergestänge-Pumpen, wie solche in verschiedener Modification von Prudhomme, Schüler, Rouvière, Barnes, Verpilleux, Angely construirt werden, scheinen, obgleich von den Erfindern zum Theil auch für die Wasserhaltung in Gruben empfohlen, zu diesem Zwecke wegen complicirter Einrichtung kaum geeignet. Für bergmännische Zwecke sind nur zwei Anwendungen der Wassertransmission zu verzeichnen: zum Ersatz eines horizontalen Streckengestänges, dann statt eines Schachtgestänges.

Schwierigkeiten bei der Durchführung des Principes verursachen die Entbindung von Luft aus dem Transmissionswasser bei geringem Druck, dann die Verluste an solchem Wasser durch Undichtheiten. Ist ein Verlust eingetreten, so wird bei ungeänderter Bewegung des Kolbens c, Fig. 1087, der Anfangs- und Endpunkt der Bewegung von c_1 verschoben, der letztere Kolben verrichtet nicht mehr den normalen Hub, stösst gegen die Widerlager u. s. w.

Wassertransmission für horizontale Strecken. Am Schachte Bouvy der Gesellschaft von Sars-Longchamps*) wurde Wassertransmission benutzt, um die Bewegung vom Gestänge des Wasserhaltungsschachtes auf eine Pumpe zu übertragen, welche im Förderschachte aufgestellt ist. Fig. 1104 zeigt die betreffende Einrichtung; A ist der Wasserhaltungs-, B der Förderschacht, C die 20 Meter lange Verbindungsstrecke zwischen beiden, g das Gestänge im Schachte A, welches eine Hubpumpe betreibt, die das Wasser vom Sumpfe ansaugt und den höher gelegenen Pumpen

*) Chaudron, Annuaire de l'association etc. de Liège, 1851, 1. Bd., S. 65.

zuliefert, g_1 das Gestänge im Schacht *B*, das eine Mönchkolben-Druckpumpe von 74 Meter Förderhöhe in Gang setzt, *s* das Steigrohr dieser Pumpe. Das Rohr *s* giesst das gehobene Wasser auf die Strecke *C* aus, welche dasselbe dem Schachtsumpfe von *A* zuführt.

An das untere Ende des Gestänges *g* und an das obere von g_1 sind Mönchkolben von 0·45^m Durchmesser angeschlossen; diese tauchen in Cylinder $c\,c_1$, deren Basis durch ein 0·3^m weites Rohr *r* verbunden ist. Bei den genannten Kolbendurchmessern ist die Spannung des Transmissionswassers circa 8 Atmosphären.

Zur schnellen Füllung des Rohres *r* vor der Ingangsetzung dient ein mit Hahn *e* versehenes Röhrchen von 2 Centimeter Durchmesser, welches das Wasser dem Steigrohre der untersten Hubpumpe entnimmt. Um die Wasserverluste zu ersetzen, ist vom unteren Theil einer höher gelegenen Hubpumpe ein zweites Röhrchen von 1 Centim. Durchmesser, ebenfalls mit Hahn *f* versehen, herabgeführt, und es übt die Wassersäule in diesem Röhrchen einen Druck von 9 Atmosphären aus, so dass bei geöffnetem Hahne *f* stets Wasser in das Transmissionsrohr *r* dringt.

Beim Betriebe zeigte sich, dass mittelst dieses Hahnes *f* die Wassermenge im Transmissionsrohr nicht leicht genau constant zu erhalten ist. Oeffnet man denselben zu weit, so gelangt zu viel Wasser in das Rohr *r*, und da der Hub des Hauptgestänges *g* constant bleibt, stösst das Gestänge g_1 beim Aufgange gegen sein oberes Widerlager; ist der Hahn *f* zu wenig geöffnet, so erreicht g_1 nicht den ganzen Hub und stösst beim Niedergange gegen seine Fanglager. Durch folgenden sehr einfachen Apparat wurde dieser Uebelstand beseitigt. Am obern Ende des Cylinders c_1 ist ein Hahn *h* angebracht — der nebenbei zum Auslassen der Luft bei der Füllung dient — und auf den Hebel dieses Hahnes wirken abwechselnd beim Auf- und Niedergange zwei am Gestänge g_1 befestigte Knaggen *k* und k_1. Es wird *f* so weit geöffnet, dass jedenfalls mehr Wasser zuströmt, als durch die Undichtheiten verloren geht. Das Gestänge g_1 öffnet nun beim Aufgange mittelst k_1 den Hahn *h*, so dass ein Theil des Wassers austritt und dadurch zugleich der Aufgang von g_1 begrenzt wird. Beim Niedergange bleibt *h* geöffnet, und fliesst dabei zu viel Wasser aus, geht also das Gestänge über den normalen Punkt abwärts, so schliesst k_1 den Hahn *h*, wodurch der weitere Abfluss vermindert und zugleich der Niedergang begrenzt wird. Auf diese Art wird stets nach wenigen Huben der Hahn *h* selbstthätig derart gestellt, dass der Abfluss aus demselben mehr den Wasserverlusten dem Zuflusse durch *f* genau gleichkommt. Durch einen geringen Effectsverlust ist also die sehr wichtige genaue Regulirung der Wassermenge im Transmissionsrohre erzielt.

Endlich ist noch ein auf 10 Atm. Druck belastetes Sicherheitsventil v angebracht, welches sich für den Fall öffnet, dass aus irgend einer Ursache beim Niedergange des Hauptgestänges g der Aufgang von g_1 verhindert wäre.

Auf der Grube Glücksburg bei Ibbenbüren*) handelte es sich darum, mittelst einer am Schachte von der Heydt aufgestellten Wasserhaltungsmaschine, nachdem die bisher gehobenen Wässer auf anderem Wege zum Abflusse kamen, das Wasser aus einem 87 Meter weit entfernten flachen Gesenke zu heben. Von beiden Druckcylindern musste daher der eine tonnlägig aufgestellt werden. Der Druck im Transmissionsrohr ist 30 Atmosphären, der Durchmesser der beiden Plunger 0·2 Meter.

Als Füll-, zugleich Sicherheitsapparate dienen zwei nächst der Basis beider Cylinder angebrachte, durch Gurgelrohre mit diesen verbundene Ventilkästen mit je einem Saug- und einem Druckventil. An die Saugventile schliessen sich Saugrohre, welche in stets mit Wasser gefüllte Bassins tauchen; die Druckventile sind mit Federn belastet, deren Spannung sich reguliren lässt.

Um den Apparat zu füllen, wird das Gestänge der Dampfmaschine, somit der Kolben des verticalen Druckcylinders in Gang gesetzt, und dieser saugt das Wasser durch die Saugventile, während die Druckventile auch beim Niedergange geschlossen bleiben; die Luft muss dabei durch die Undichtheiten entweichen. Ist die Röhre gefüllt, so kommt bei fortgesetzter Bewegung der tonnlägige Druckkolben in Gang. Durch die Saugventile strömt nur mehr so viel Wasser zu, als gleichzeitig wegen Undichtheiten verloren geht; ist zu viel Wasser eingetreten, so öffnen sich die Druckventile. Das Oeffnen der Ventile wird also in der Regel erst erfolgen, wenn das tonnlägige Gestänge in der einen oder anderen Richtung seine Widerlager erreicht.

Beim Betrieb zeigte sich, dass der verticale Kolben beim Aufgange durch das nächstliegende Ventil zu viel Wasser saugte, daher man diesen Ventilapparat abwarf und nur den zweiten beliess. Um ferner die Luft entfernen zu können, wurde auf dem höchsten Punkte des Transmissionsrohres ein Röhrchen mit Hahn angebracht.

Die Pumpe im Gesenke ist als Differentialpumpe (S. 284) ausgeführt, um den Widerstand beim Auf- und Niedergange gleichförmiger zu machen.

Das Transmissionsrohr hat nur 0·091 Meter Durchmesser und die Geschwindigkeit des Wassers darin steigt bis auf 2·8 Meter.

*) Preuss. Zeitschrift 1866, 14. Bd., S. 343.

Wassertransmission zum Ersatze von Schachtgestängen. Auf der Grube Sulzbach-Altenwald bei Saarbrücken entschloss man sich zu einer solchen Anlage*), weil der Schacht nicht Raum genug für ein festes Gestänge mit Pumpensätzen bot und eine unterirdische Dampfmaschine wegen localer Verhältnisse, namentlich wegen Gefährdung des Wetterzuges nicht räthlich schien.

Fig. 1093 zeigt die obertägige und 1094 die Anlage in der Grube. Eine liegende Dampfmaschine *d* bewegt zwei Mönchkolben, die in den Druckcylindern *c* spielen, an welche sich die Röhren $r\,r_1$ für das Transmissionswasser anschliessen. Dieses überträgt die Bewegung an die Kolben der vier im Schachttiefsten befindlichen Druckcylinder c_1, Fig. 1094, welche durch eine Traverse mit den Kolben der Druckpumpen $p\,p_1$ gekuppelt sind; *p* sind die Saug-, *q* die Steigröhren, *v* die Ventilkästen und *w* die Windkessel der Pumpen.

Die Dampfmaschine ist ohne Rotation, mit Kataraktsteuerung ausgeführt; doch glaubt man nach den bisherigen Erfahrungen ohne Anstand auch rotirende Maschinen zu gleichem Zwecke verwenden zu können. Zwischen den Cylindern *c*, Fig. 1093, und den Transmissionsröhren $r\,r_1$ sind Kästen *a* angebracht, mit je einem Saugventil und einem durch Federspannung belasteten Sicherheitsventil ausgestattet; das erstere lässt bei Wassermangel in den Röhren aus einem etwas höher gestellten Reservoir Ersatzwasser zufliessen, das letztere gibt den Ueberschuss wieder an das Reservoir zurück. Der Dampfkolben hat 1·39^m Durchmesser und 1·57^m Hub, die Presskolben besitzen 0·235^m Durchmesser.

In den Transmissionsröhren beträgt der theoretische Druck unten 66 Atmosphären, derselbe steigt jedoch wegen der Nebenhindernisse der unteren Druckkolben und der Pumpen selbst auf circa 80 Atm. Die Verticalhöhe der Transmissionsröhren ist 270^m, der Durchmesser derselben 0·13^m und die Wandstärke 0·04^m, die Dichtung erfolgt in der für grossen Druck gebräuchlichen Art (S. 13) mit Leder- oder Gummiringen.

Die vier Druckkolben in der Grube haben 0·157^m Durchmesser und 1·73^m Hub, die Pumpen 0·314^m Durchmesser und denselben Hub, dabei eine Förderhöhe von 270 Metern. Die Windkessel werden durch kleine Luftpumpen gespeist. Die Ventile sind auf S. 35 beschrieben. Um gesichert zu sein, dass die Pumpen keine Luft saugen, sind an deren Kolben mittelst Kunstwinkel zwei Differentialpumpen (auf S. 284 beschrieben) angehängt, welche das Wasser vom Sumpfe in ein in gleicher Höhe mit

*) Beschrieben v. Pfähler in der Preuss. Zeitschrift 1874, 22. Bd., S. 179, dann 23. Bd., S. 60 und 24. Bd., S. 35.

den Druckpumpen befindliches Reservoir heben; in dieses münden die Saugrohre der Druckpumpen.

Beim Betriebe ergaben sich anfangs mancherlei Anstände, welche besonders von Mangel an Wasser, Ansammlung von Luft in den Transmissionsröhren u. s. w. herrührten. Jedoch konnte nach und nach die Geschwindigkeit auf 10 bis 12 Doppelhube pr. Minute gebracht werden.

Da der Effectsverlust durch die Wassertransmission bei 30 Procent beträgt und die Einrichtung complicirt ist, der grosse Druck in den Röhren u. s. w. immerhin Schwierigkeiten verursacht, wird man wohl nur in Ausnahmefällen zur Anlage derselben schreiten.

Pumpen mit Lufttransmission.

Bei dieser Transmission wird mittelst einer von der Kraftmaschine betriebenen Pumpe Luft comprimirt, in ein Reservoir gedrückt, und von dort zu einem analog wie eine Dampfmaschine construirten Apparat geführt, dessen Kolben die Arbeitsmaschine, also im vorliegenden Fall die Pumpe betreibt. Die verbrauchte Luft tritt durch ein Abblaserohr ins Freie. Eine directe Uebertragung der einzelnen Hube ist nicht ausführbar.

Gegen Wasser zeigt die Luft als Transmissionsmittel den Vortheil der Elasticität, daher die Stösse beim Betrieb wegfallen; die ausgeblasene Luft wirkt auf Ventilation. Dagegen ist wegen der Zusammendrückbarkeit eine gewisse Arbeit nicht blos zum Fortschieben, wie beim Wasser, sondern auch zum Verdichten der Luft bis auf die gewünschte Spannung nothwendig, und dieser Antheil der producirten Arbeit lässt sich nur unvollständig wieder gewinnen. Man kann nämlich blos schwache Expansion anwenden, weil sonst durch die bei der Ausdehnung stattfindende Abkühlung der Wassergehalt der Luft sich in Eis verwandelt, welches die Kanäle für die Ein- und Ausströmung verstopft. Aus diesem Grunde soll auch die Spannung nicht mehr als circa 4 Atmosphären Ueberdruck betragen, daher die Druckcylinder grosse Durchmesser erhalten. Wegen der geringen Expansion und wegen des kleineren Wirkungsgrades der Compressionspumpen beträgt der Effectsverlust durch die Lufttransmission nicht weniger als 70 bis 75 Procente. Auch erfordert dieselbe grössere Anlagskosten.

Dessen ungeachtet ist diese Transmission, nachdem sie die Uebelstände vermeidet, welche das Wasser bei der vorigen Art der Uebertragung hervorruft, für anderweitige Zwecke und besonders zum Betriebe von mehreren Arbeits-, namentlich Gesteinsbohrmaschinen durch eine gemeinschaftliche Kraftmaschine öfters in Anwendung.

Auf dem Govan-Iron-work bei Glasgow, zu Sars-Longchamps u. s. w. waren durch Luft betriebene combinirte Förder- und Wasserhebmaschinen, zu Swansea*) zwei derart bewegte grössere Pumpen aufgestellt.

Pumpen mit Drahtseiltransmission.

Drahtseile werden auf zweierlei Art zur Bewegung der Pumpen benützt, entweder statt der Gestänge, wobei die Drahtseile eine hin- und hergehende Bewegung erhalten und diese den Pumpenkolben direct mittheilen, welcher Fall bereits auf S. 222 und 245 behandelt wurde, oder als eigentlich sogenannte Drahtseiltransmission, bei der die Kraftmaschine ein endloses Seil und dieses eine Welle in Bewegung setzt, welche mittelst Kurbeln die Kolbenstangen der Pumpen betreibt.

Für die Fortpflanzung der Bewegung durch einen Schacht gewährt diese Methode gegen die Anwendung von Drahtseilgestängen den Vortheil, dass man ein endloses Seil über Scheiben von grossem Durchmesser legen und dadurch die Spannung desselben herabsetzen kann; auch bewegt sich das Seil continuirlich in gleicher Richtung und es treten darin kleinere Spannungsänderungen ein. Aus beiden Ursachen wird die Dauer eine grössere sein. Im Uebrigen ist aber die Einrichtung, besonders wenn zur Verminderung des zu übertragenden Zuges auch eine grössere Umgangszahl der Seilscheiben angenommen wird, wegen der Vorgelege u. s. w. complicirt und hat daher keine Aussicht auf weitere Verbreitung.

Zur Uebertragung der Bewegung durch geneigte oder horizontale Strecken gewährt die Seiltransmission gegen Streckengestänge den Vortheil der billigeren Herstellung und der Erhaltung eines mehr constanten Hubes der Pumpen. Doch erfordert dieselbe, um nicht zu viele Stützrollen anwenden zu müssen, wegen Einsenkung der Seile hohe Strecken, und bei mehrfacher Richtungsänderung wird der Effectsverlust bedeutend, die Abnützung des Seiles stärker, die Anlage kostspieliger; auch muss das Seil wieder entweder stark gespannt sein oder schnell laufen.

Auf dem Barbaraschacht der Zinkgrube zu Ammeberg in Schweden**) diente ein Hanfseil zur Fortpflanzung der Bewegung von der Dampfmaschine auf eine Welle am Schachttiefsten, welche mittelst dreier unter 120° verstellter Kurbeln drei einfachwirkende Pumpen in Gang setzte. Die übertragene Leistung betrug 3 bis 4 Pferdekräfte.

*) Berggeist 1872, S. 113.

**) Turley, B- u. h. Zeitung 1866, 20. Bd., S. 446.

Zu Ajka sollte*) ein für spätere Förderung bestimmtes Locomobil einstweilen zur Wasserhebung verwendet werden und erschien wegen der grösseren Umgangszahl der Maschine ein endloses Hanfseil passend. Dieses übertrug eine Leistung von 2 Pferdekräften in einem verticalen Schachte auf 70 Meter Tiefe und war durch 7 Monate ohne Anstand im Betrieb.

Literatur.

Burat's Cours de l'exploitation des mines beschreibt die Maschine zu Montceau-les-mines und gibt Zahlendaten über dieselbe; Ponson's Handbuch des Steinkohlenbergbaues, deutsch von Hartmann, die Wassertransmission zu Sars-Longchamps. Serlo gibt eine kurze Erläuterung der Systeme und reiche Literatur. Rühlmann bespricht im 4. Bande der allgemeinen Maschinenlehre besonders die unterirdischen Maschinen mit Zuhilfenahme von Skizzen. Jeep's Handbuch über Pumpen enthält mehrere directwirkende Dampfpumpen. Eine übersichtliche Darstellung der Mittel zur Fortpflanzung der Bewegung gibt Bornemann in dem Aufsatze: „Ueber die Wasserhaltung in Separatabteufen, im Freiberger Jahrbuch für den Berg- und Hüttenmann 1872, S. 157.

Ueber Aufstellung der Dampfmaschine im Niveau des Abflussstollens s. Bulletin trimestriel etc. de Liège, Juli 1861, No. 7, S. 296; Berg- u. hüttenm. Zeitung von Kerl u. Wimmer 1865, 24. Jahrg., S. 384; Preuss. Zeitschrift 1871, 19. Bd., S. 282.

Ueber unterirdische Dampfmaschinen ohne Gestänge: Notiz über die Pumpe von Hayward Tyler, Oest. Zeitschrift für B.- u. H. 1871, S. 238; über unterirdische Wasserhebmaschinen, Zeitschrift deutscher Ing. 1870, 14. Bd., S. 198; Project einer solchen Maschine für die Gruben im Mannsfeld'schen, Preuss. Zeitschrift 1871, 19. Bd., S. 282; Maschine zu Montceau-les mines, sehr ausführlich und instructiv beschrieben v. Audemar im Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1872, 2. Reihe, 1. Bd., S. 437; Tangye's Dampfpumpe, Uhland's Maschinen-Constructeur 1872, 5. Bd., S. 247; Bericht über die Betriebsresultate einer amerikanischen Dampfpumpe v. Holtzhausen, Zeitschrift deutscher Ing. 1872, 16. Bd., S. 545; Daten über unterirdische Maschinen v. Haber, ebendas. S. 225; Bericht über solche Maschinen v. Bluhme, Preuss. Zeitschrift 1872, 20. Bd., S. 329; Bemerkungen über unterird. Masch. von Hilt, Zeitschrift deutscher Ing. 1873, 17. Bd., S. 436; Dampfpumpen, Dingler's polyt. Journal 1873, 209. Bd., S. 235; über Stossschieber von J. v. Hauer, Jahrb. der k. k. Bergakademien 1873, 21. Bd., S. 362; Pumpen mit solchen Schiebern, ebendas. S. 383; Oest. Zeitschrift für B.- u. H. 1873, S. 378; Tangye's Dampfpumpe, Dingler's polyt. Journal 1873, 210. Bd., S. 99; über unterird. Dampfpumpen v. Marka, kärntnerische Zeitschrift 1874, S. 133; ausführlicher Aufsatz über solche Maschinen mit vielen Skizzen und Zahlenangaben v. Hybner, Oest. Zeitschrift für B.- u. H. 1874, S. 325; unterird. Wasserhaltungs-

*) Nach Scherks, Oest. Zeitschr. für B.- u. H. 1877, No. 7.

anlage in Kladno von Tökei, Jahrbuch der k. k. Bergakademien 1874, 22 Bd., S. 439; Zahlendaten dazu, Oest. Zeitschrift für B. u. H. 1874, S. 440; gute Bemerkungen über unterird. Masch. von Knappert, Berggeist 1874, No. 18; Decker'sche Dampfpumpe, Uhland's Maschinen-Constructeur 1874, 7. Bd., S. 356, 379; Notiz über unterird. Masch. und Dampfkessel, Preuss. Zeitschrift 1874, 22. Bd, S. 164; unterird. Woolf'sche Wasserhebmaschine in Friedrichsthal, mit sehr guten Detailzeichnungen v. Breuer, ebendas. S. 190; über unterird. Masch., von Sachs, Zeitschrift deutscher Ing. 1875, 19. Bd., S, 507; Engineering v. 24. Sept. 1875 und Band 19, S. 168; Preuss. Zeitschrift 1875, 23. Bd., S. 101; von Hammer, Zeitschr. deutscher Ing. 1876, 20. Bd., S. 124; Vorschlag stehender Masch. von Steinhoff, ebendas. S. 604; Notiz über unterird. Woolf'che Masch., Preuss. Zeitschrift 1876, 24. Bd., S. 157; Vortheile der unterird. Masch., von Bornemann, Berg- u. hüttenm. Zeitung 1876, S. 182; unterird. Maschine zu Fohnsdorf, von Hess, detaillirt beschrieben und gezeichnet, Jahrbuch der k. k. Bergakademien 1876, 24 Bd., S. 311; Cope u. Maxwell's Pumpe, Dingler's polyt. Journal 1877, 226. Bd., S. 24; Kelley's Doppelplungerpumpe, ebendas., 225. Bd., S. 536; unterird. Maschine zu Saarbrücken, von Klein, Wochenschr. deutscher Ing. 1877, S. 283; Kolben für unterird. Dampfpumpen v. Kelecom, Revue universelle 1877, 1. Bd., S. 680; Caledonia-Dampfpumpe, Uhland's Maschinen-Constructeur 1877, 10. Bd., S. 403.

Ueber Wassersäulenmaschinen ohne Gestänge: detaillirte Beschreibung der Maschine zu St. Nicolas-Varangeville, Annales des mines 1861, 5. Reihe, 17. Bd., S. 411; patentirte Masch. von Eames, Polyt. Centralblatt 1865, S. 209; Bemerkungen über die unterird. Masch. zu Clausthal von Bornemann, Berg- u. hüttenm. Zeitung 1876, S. 182; Beschreibung dieser Maschine von Fickler und theoretische Betrachtungen nebst Versuchen über dieselbe von Hoppe, Preuss. Zeitschr. 1878, 26. Bd., S. 233.

Ueber Wassertransmission für den Betrieb von Bergwerkspumpen: Wassertransmission zu Sars-Longchamps von Chaudron, Annuaire de l'association etc. de Liège 1851, 1. Bd., S. 65; Berechnung der Wassertr. für Pumpenbetrieb von Braunsdorf, Freiberger Jahrbuch 1856, S. 202; Bemerkungen über diese Transmission von Althans, Preuss. Zeitschr. 1861, 9. Bd., S. 54; Wassertransmission auf dem Schachte v. d. Heydt bei Ibbenbüren von Engelhardt, Preuss. Zeitschr. 1866, 14. Bd., S. 343; detaillirte Beschreibung und Zeichnung der Anlage zu Sulzbach-Altenwald bei Saarbrücken, nebst Angabe der dabei ausgeführten Versuche, Abänderungen u. s. w. von Pfähler, Preuss. Zeitschr. 1874, 22. Bd., S. 179; 1875, 23. Bd., S. 60 und 1876, 24. Bd., S. 35.

Ueber Wassergestängepumpen s. deren Berechnung von Werner in der Zeitschrift deutscher Ing. 1865, 9. Bd., S. 279; Beschreibungen der verschiedenen Constructionen: Oest. Ing.-Vereins-Zeitung 1862, S. 13; Zeitschr. deutscher Ing. 1864, S. 68; Dingler's polyt. Journal 1865, 176. Bd., S. 173; Zeitschrift deutscher Ing. 1865, 9. Bd., S. 153, 279, 557; Polyt. Centralblatt 1865, S. 782; Dingler's polyt. Journal 1869, 193. Bd., S. 188; Revue universelle 1877, 2. Bd., S. 479; Dingler's polyt. Journal 1878, 229. Bd., S. 229 u. 314.

Ueber Pumpen mit Lufttransmission: Berggeist 1872, S. 113 und Polyt. Centralblatt 1872, S. 468; v. Hasslacher, Preuss. Zeitschr. 1869, 17. Bd., S. 48.

Seiltransmission für Pumpen: Berg- u. hütt. Zeitung 1866, 20. Bd., S. 446; Oest. Zeitschrift für B.- u. H. 1877, No. 7; Bemerkungen über diese Transmission v. Werner, Preuss. Zeitschrift, 14. Bd., S. 8.

XI. Bewegliche Pumpen.

Dieser Abschnitt ist den Pumpen gewidmet, welche im Schachte so befestigt sind, dass ihre Höhenstellung leicht geändert werden kann. Vorwaltend gehören dazu die Pumpen, welche beim Schachtabteufen in Verwendung stehen und in dem Maasse, als das Abteufen fortschreitet, abwärts gerückt werden müssen; ausserdem hat man für stabile Wasserhaltung Pumpen, welche gehoben oder gesenkt werden, je nachdem das Wasser im Sumpfe steigt oder fällt.

Beim Niederbringen eines Schachtes wird, wenn die einfachsten Mittel zur Wasserhebung, als Handpumpen, an das Förderseil gehängte Kübel oder Tonnen u. s. w., nicht mehr ausreichen, eine bewegliche Pumpe aufgestellt und allmälig tiefer gesenkt. Sobald die Förderhöhe das zulässige Maass erreicht, wird entweder die bewegliche Pumpe an Ort und Stelle belassen und mittelst einer anderen solchen Pumpe das Abteufen fortgesetzt, oder es kommt eine neue Pumpe zur fixen Aufstellung und dient die früher verwendete für das weitere Abteufen, bis wieder die Erreichung der bestimmten Förderhöhe zur Aufstellung eines zweiten Satzes nöthigt u. s. w.

Nach beendetem Abteufen belässt man die aufgestellten Pumpen so lange, als sie ausreichen, für die stabile Wasserhebung, oder ersetzt dieselben sogleich durch eine neue, für den weiteren Betrieb bestimmte und demgemäss entworfene Anlage.

Die Wasserhebungseinrichtungen hängen zum Theil von der beim Abteufen selbst befolgten Methode ab. Im Allgemeinen ist zu bemerken, dass es zweckmässig ist, wenn man die Pumpe nicht nur senken, sondern auch verhältnissmässig rasch heben kann, um dieselbe im Nothfall vor Ertränkung zu bewahren.

Im Folgenden werden zuerst die Methoden der Senkung, dann die Details, welche sich auf die drei ersten meistens angewendeten Arten beziehen, ferner die Methode mit fester Verlagerung, die unterirdischen oder Maschinen ohne Gestänge, endlich die beweglichen Pumpen für stabile Wasserhebung besprochen.

Methoden der Senkung.

Die Pumpe folgt entweder stetig der Vorrückung des Schachtsumpfes oder sie wird nur nach längeren Intervallen, um ein grösseres Stück auf einmal gesenkt; den ersteren Vorgang kann man die continuirliche, den letzteren die periodische Senkung nennen.

Bei continuirlicher Senkung ist die Pumpe auf einem weiter oben befindlichen Lager aufgehängt oder sie ruht auf dem Schachtsumpfe selbst; bei periodischer Senkung ist die Pumpe entweder ebenfalls aufgehängt oder auf Einstrichen gelagert.

Wie das Folgende zeigt, unterscheiden sich die Einrichtungen für continuirliche und für periodische Senkung vorwaltend dadurch, dass bei der ersteren das Kolbenrohr der Pumpe eine grössere Länge erfordert, bei der letzteren das Saugrohr in den Intervallen zwischen den Senkungen allmälig verlängert werden muss. Die Einrichtung mit fester Verlagerung ist noch in anderen wesentlichen Punkten von den drei übrigen verschieden. Bei diesen nennt man die Pumpen fliegende oder bewegliche Sätze, für alle Fälle ist die Benennung Senksätze oder Abteufpumpen gebräuchlich.

Allmälige Senkung mittelst aufgehängter Pumpe. Zur Erläuterung dieser Methode dienen die Skizzen Fig. 1124 bis 1126, welche letzteren Horizontalschnitte nach *AB* und *CD* der Fig. 1124 darstellen. Auf Einstrichen *a a* sind die fixen Pumpen $p\, p_1$ und der Saugkasten *k* aufgestellt, in welchen die Senksätze $s\, s_1$ ihr Wasser ausgiessen. Diese sind an je zwei Gestängen *g g* aufgehängt, welche oben in Schraubenstangen endigen, an denen sich Muttern *m* befinden. Die Stütze für diese Muttern, daher auch für das Gewicht der Senksätze bilden Einstriche *b*. Die Senksätze bestehen aus Saugrohr, Ventilkasten, Kolbenrohr, dessen Länge etwas grösser ist als das Doppelte des Kolbenhubes, Liderkasten und den Steigröhren, welche oben zwischen den mit halbrunden Ausschnitten versehenen Querhölzern *q* (Schuhen) gleiten. Nach Bedarf folgen abwärts noch weitere Führungen.

Auf dem höchsten Steigrohr ist ein Aufsatzrohr *d* festgeschraubt, welches das Wasser in den Saugkasten *k* ausfliessen lässt. Die Gestänge der Senkpumpen sind mittelst Krummfuss an das Hauptgestänge *h* angeschlossen.

Das untere Ende des Saugrohres befindet sich am tiefsten Punkte des Sumpfes. Sobald durch Sprengen unter dem Saugrohre ein neues Vorgesümpfe entstanden ist, wird durch Nachlassen der Schraubenmuttern *m* oben an den Gestängen die Pumpe gesenkt, so dass das Wasser stets

möglichst vollkommen zu Sumpf gehalten werden kann. Die Pumpe rückt daher allmälig tiefer, der Kolben spielt in immer höher liegenden Theilen des Kolbenrohres, bis endlich die obere Rohrflantsche auf dem Schuh q aufsitzt. Das Kolbenrohr ist dabei so weit niedergegangen, dass der Kolben in der oberen Hälfte desselben spielt. Nun müssen die Steigröhren, die Stangen g, welche die Pumpe tragen, und das Gestänge der Pumpe selbst sämmtlich um eine Grösse gleich der Hubhöhe verlängert werden, so dass der Kolben sich wieder in der unteren Hälfte des Kolbenrohres bewegt.

Zu diesem Zwecke wird, nachdem man das Wasser aus den Steigröhren abgelassen hat, das Gestänge mittelst einer Winde aus der Pumpe aufgezogen, gestützt und oben unter dem Anhängstück ein Gestängtheil von der genannten Länge eingeschaltet; ferner hebt man das Ausgussrohr d empor, setzt unter demselben ein neues Steigrohr auf und befestigt darauf das Rohr d; danach kann das Gestänge wieder eingelassen und mit dem Hauptgestänge verbunden werden. Nebstdem löst man die Hängstangen g von den Schraubenspindeln — die sich nun in der tiefsten Stellung befinden —, stützt dieselben, dreht die Muttern so lange, bis die Spindeln in die höchste Stellung gelangen, und schaltet unter denselben die Verlängerungsstücke für die Stangen g ein. Danach werden die Muttern etwas angezogen, so dass die Pumpe wieder an denselben hängt.

Hierauf kann die Pumpe in Gang gesetzt werden. Beim weiteren Senken müssen die Flantschen zwischen den Querhölzern q durchgehen, man schiebt daher letztere auf die entsprechende Zeit aus einander. Ebenso werden, wenn die eine oder die andere Flantsche sich einer sonstigen Führung nähert, deren Querhölzer beiseite geschoben.

Man sieht, dass die erwähnte Operation stets nach einer Senkung der Pumpen resp. einem Abteufen des Schachtes nothwendig wird, welches der Hubhöhe der Pumpe gleich ist.

Es kommt auch vor, dass das Sprengen behufs Herstellung des Vorgesümpfes seitwärts vom Saugrohre vorgenommen wird, daher letzteres bei der Senkung sich verschieben lassen muss; es werden dann auch die Führungen der Röhrentour, besonders die unteren, verschiebbar gemacht. Wegen Biegsamkeit des Gestänges ergibt sich aus einer geringeren Abweichung der Pumpe von der verticalen Stellung keine Störung im Gange, man kann jedoch auch direct unter dem Saugrohre sprengen.

Allmälige Senkung mit auf der Sohle ruhender Pumpe. Bei fester Sohle wird das oben beschriebene Verfahren dahin modificirt, dass man das Saugrohr der Pumpe unmittelbar auf dem Schachtsumpfe aufruhen lässt, daher die in Fig. 1124 angedeuteten Gestänge g, sowie

die Einstriche *b* wegfallen. Die Querhölzer *q* erfüllen blos den Zweck der Führung für die Röhrentour. Nach erfolgter Senkung um das bestimmte Maass werden Gestänge und Steigrohr in der oben angegebenen Art verlängert. Sobald eine der Rohrflantschen in die Nähe einer Führung kommt, wird durch Entfernung der Querhölzer der Durchgang frei gemacht.

Soll die Pumpe auch aufgezogen werden können, so muss dazu eine genügend starke Winde vorhanden sein. Es ist übrigens diese Methode nur selten in Verwendung.

Periodische Senkung bei aufgehängter Pumpe. Hier erfolgt die Senkung unter Einem mit der Verlängerung des Gestänges und der Steigröhren. In den Zwischenzeiten kann die Pumpe eine feste Stützung erhalten, sie muss daher nicht fortwährend an den Gestängen hängen. Damit jedoch die Wässer stets zu Sumpf gehalten werden, ist auf dem abgedrehten Saugrohre (Degen) mittelst Stopfbüchse ein bewegliches, unten geschlossenes und mit Sauglöchern versehenes Rohr (Scheide oder Mantel) aufgeschoben, welches am Schachtsumpfe ruht oder an der Pumpe aufgehängt wird, und in dem Maasse, als das Abteufen fortschreitet, abwärts gerückt wird. Der ganze Apparat heisst Schläucher.

Auch zuweilen bei der früheren Methode, insbesondere aber hier wird die Pumpe zwischen stärkeren Senkbäumen statt der Gestänge gehalten, welche mit derselben fest verbunden sind und von Zeit zu Zeit verlängert werden müssen. Die Führungen sind an den Senkbäumen angebracht, was besonders den Vortheil gewährt, dass sich die Pumpe sammt Senkbäumen senken und heben lässt, ohne dass dabei an den Führungen eine Aenderung vorgenommen werden müsste, so dass eine Hebung selbst der ausgetränkten Pumpe stattfinden kann.

Die Bewegung der Pumpe erfolgt mittelst Senkschrauben oder anderer geeigneter Apparate, mit welchen die Senkbäume, die sich auf die Länge der beweglichen Pumpe oder auch höher hinauf erstrecken, durch Gestänge oder Ketten in Verbindung stehen. Das Kolbenrohr der Pumpe erfordert keine grössere als die für den Kolbenhub der Pumpe nothwendige Länge.

Die Skizze Fig. 1127 gibt ein Bild der betreffenden Einrichtung. Die Pumpe *p* ist an mehreren Stellen durch hölzerne Rahmen *n* mit den Senkbäumen *s* in Verbindung; diese werden an den Zimmerungshölzern *h* des Schachtes geführt und an mehreren Stellen durch Hauptlager, die ebenfalls an der Zimmerung befestigt sind, gestützt; *g* sind die Gestänge zur Verbindung der Senkbäume mit den Schrauben *n*. Ist das Abteufen so weit fortgeschritten, dass das bewegliche Saugrohr *l* mit seiner Stopf-

büchse nahe am unteren Ende des festen Saugrohres angelangt ist, so schiebt man das erstere an dem letzteren ganz herauf, befestigt dasselbe in dieser Stellung und zieht das Pumpengestänge aus der Röhrentour. Ferner werden die Senkschrauben *n* eingebracht, oder falls sie sich an Ort und Stelle befinden, nur mittelst der Muttern in die höchste Stellung versetzt und unter denselben ein Einsatzstück für das Gestänge *g* eingeschaltet, sodann die Muttern noch etwas angezogen, so dass sich die Senkbäume nebst der Pumpe etwas heben und die Unterlagen derselben fortgerückt werden können. Nun lässt man durch gleichzeitiges Drehen der Muttern die ganze bewegliche Masse bis auf die folgenden Stützpunkte herab, setzt oben ein neues Steigrohr auf und lässt das mittlerweile verlängerte Gestänge wieder ein. Nach mehreren derartigen Senkungen werden nun auch die untersten Einsatzstücke der Gestänge *g* durch Verlängerungsstücke der Senkbäume ersetzt.

Periodische Senkung mit fest gelagerter Pumpe. Diese früher viel verwendete Einrichtung kommt jezt mehr ausser Gebrauch. Die Pumpe ist dabei mittelst an den Saugventilkasten oder das Kolbenrohr angegossener Lappen auf einem aus Einstrichen und Querhölzern bestehenden Lager befestigt und mit einem Schläucher versehen, dessen Ende stets am tiefsten Punkte des Schachtsumpfes gehalten wird. Das Steigrohr besitzt feste Stützen. Ist der Schlauch ganz ausgezogen, so wird ein neues Saugrohr eingeschaltet und damit so lange fortgefahren, bis die Saughöhe das zulässige Maass von 6 bis 7 Metern erreicht hat. Nun kann man die Pumpe um ein grösseres Stück auf einmal senken. Dieselbe wird, nachdem man das Gestänge herausgezogen hat, von dem Steigrohre gelöst, mittelst Winde auf das weiter unten vorbereitete neue Lager niedergelassen und befestigt. Zwischen derselben und dem unverändert stehen gebliebenen Steigrohre werden Verlängerungsstücke für das letztere eingeschaltet, dann das mittlerweile ebenfalls verlängerte Gestänge eingelassen und die Pumpe wieder in Betrieb gesetzt.

Dieses Verfahren, welches bis in die neuere Zeit in Oesterreich und Preussen viel in Verwendung stand, ist ziemlich zeitraubend; da während der länger dauernden Versetzung der Pumpe die Wässer im Schachte steigen, muss das neue Pumpenlager in einiger Entfernung ober dem Sumpfe vorbereitet werden, daher man die Pumpe nicht um die ganze Saughöhe, sondern höchstens um je 5 bis 6 Meter auf einmal senken kann. Die Zeit einer solchen Operation hängt vorzüglich von der Geschicklichkeit der dabei beschäftigten Arbeiter ab. Für geringe Wassermengen ist dieselbe indessen doch am Platze, da sie weniger kostspielige Vorbereitungen erfordert als die Senkung mittelst Schrauben oder dergleichen.

Maschinen für Abteufpumpen. Zum Betrieb der Abteufpumpen wird verwendet: a) eine provisorische Wasserhebmaschine, meist rotirend ausgeführt; b) eine combinirte Förder- und Wasserhebmaschine; c) die für die spätere Förderung bestimmte Maschine, welche durch entsprechende Transmission mit den Pumpengestängen verbunden wird, während die Förderung beim Abteufen durch einen provisorischen Apparat kleinerer Dimension stattfindet oder d) durch die auch für die spätere Wasserhebung dienende Maschine, in welchem Falle schon während des Abteufens die definitiven Pumpen eingebaut werden.

Ueber diese Arten von Maschinen wurde, insbesondere in dem Abschnitte „Rotirende Maschinen" das Nähere angegeben. Zur Sicherung gegen Betriebsstörungen ist für das Abteufen eine möglichst einfache Construction, daher auch bei nichtrotirenden Maschinen die Weglassung der Condensation zweckmässig. Unter Umständen kann auch eine Wassersäulenmaschine zur Anwendung kommen, wie die von Bornemann construirte, welche auf S. 642 beschrieben wurde; nachtheilig ist dabei, dass eine solche Maschine stets die gleiche Wassermenge verbraucht, während die Förderhöhe der Pumpe sich ändert.

Winden. Für die Arbeiten beim Senken der Pumpen sind Winden erforderlich, deren gewöhnlich zwei seitwärts von der Schachtmündung aufgestellt werden. Hat man schwere Lasten zu bewegen, so kommt dazu noch eine dritte entsprechend stärkere Winde. Die Seile laufen in den Schacht über Rollen, welche zweckmässig so hoch gestellt werden, dass das Gestänge der Abteufpumpe in langen Stücken aufgezogen werden kann, weil dann das Aufziehen und Einlassen am raschesten von Statten geht. Ist bereits eine fixe Pumpe aufgestellt, befindet sich also der Ausguss der Abteufpumpe weiter unten, so kann das Gestänge der letzteren im Ganzen aufgezogen werden, wenn nur der Raum ober derselben im Schachte frei ist.

Die Winden wurden meistens als sogenannte Erdwinden hergestellt; diese bestehen aus einer verticalen Welle aus Eichenholz von 0·5 bis 0·6 Meter Durchmesser, auf der das Seil aufliegt, und quer durchgesteckten Hölzern (Schwungbäumen), welche zur Bewegung durch Menschenhand oder zum Anspannen von Pferden dienen. An den Schwungbäumen sind hölzerne Spreizen, unten mit einer eisernen Spitze versehen, drehbar befestigt, welche in die Erde eingestemmt werden, um die selbstthätige Rückdrehung zu hindern. Beim Einlassen von Lasten wird an einen der Schwungbäume mittelst Seil ein beschwerter hölzerner Schlitten angehängt, der sich auf dem Boden mit im Kreise herumbewegt und durch seine Reibung als Bremse wirkt.

Diese schwerfällige und unsichere, auch bei den alten hölzernen,

zur Förderung dienenden Pferdegöpeln verwendete Einrichtung war in England und auch anderwärts gebräuchlich; noch 1870 wurden beim Abteufen der Bismarck- und Porembaschächte in Oberschlesien nicht weniger als je vier solche Erdwinden benützt, von denen zwei für das Senken der Pumpen und zwei für die anderen Arbeiten dienten. Der Betrieb der Erdwinden muss für gewisse Arbeiten durch Menschen erfolgen, da sich Pferde dazu nicht verwenden lassen, und ist daher kostspielig.

Gegenwärtig benützt man zur Bewegung der grösseren Lasten Dampfkabel, zuweilen auch solche mit zwei durch verschiedene Umsetzung bewegten Trommeln, um grössere Gewichte langsamer und kleinere schnell heben zu können.*)

Pumpen.

Bei der Construction der Abteufpumpen ist weniger auf einen hohen Wirkungsgrad als auf ungestörten Betrieb zu achten; es kommen daher bei den gewöhnlichen Senkmethoden meistens Hubpumpen zur Anwendung, welche, da sie einaxig sind, wenig Raum einnehmen, leicht aufgehängt und gesenkt werden können; auch ist bei denselben wegen der Biegsamkeit des Gestänges eine geringe Abweichung von der verticalen Stellung, welche letztere sich nicht immer genau einhalten lässt, ohne nachtheiligen Einfluss. Die Vortheile der einaxigen Anordnung und nebstdem einer grösseren zulässigen Förderhöhe finden sich auch bei den Rittinger-Pumpen vor, daher auch diese häufig zum Abteufen verwendet werden. Der Nachtheil, dass dieselben sich nicht unter Wasser betreiben lassen, ist dann von geringer Bedeutung, wenn eine Vorrichtung zum Aufziehen der Pumpe vorhanden ist.

Gewöhnliche Hubpumpen werden stets derart ausgestattet, dass sie unter Wasser im Betrieb erhalten werden können (vergl. S. 118). Ausser den allgemeinen Constructionsregeln ist bei denselben noch Einiges zu beachten.

Dimensionen. Häufig werden zwei Pumpen neben einander aufgestellt, deren eine im Betrieb verbleibt, während die andere reparirt werden kann. Früher wurden selbst drei Pumpen in jedem Satz angeordnet, entweder von vorn her, oder wenn die zunehmende Wassermenge zur Hinzufügung derselben nöthigte. Im Allgemeinen ist eine

*) Ueber Schachtwinden s. die Literaturangaben bei „Einfachwirkende Dampfmaschinen“.

geringere Zahl Pumpen von grösserem Durchmesser vortheilhaft, weil dabei weniger Raum im Schachte in Anspruch genommen wird.

Auch ein doppeltes Gestänge gewährt zwar die S. 519 erwähnten Vortheile, erfordert jedoch mehr Raum, daher gegenwärtig öfters nur ein Gestänge zur Anwendung kommt.

Die Satzhöhe beträgt, wenn die Abteufpumpe eine gewöhnliche Hubpumpe ist, nicht mehr als 30 bis 40^{m}. Ist nur eine Pumpe vorhanden, so ist eine grosse Hubzahl zweckmässig, damit sich während des Gestängniederganges, wo kein Saugen stattfindet, nicht zu viel Wasser im Vorsumpfe sammelt. Die grössere Hubzahl aber wird durch kleinen Hub und grosse, bei rotirender Maschine bis $0{\cdot}8^{m}$ gehende Kolbengeschwindigkeit erreicht. Bei Vorhandensein zweier Gestänge fällt diese Rücksicht weg und kommt daher auch eine kleinere Geschwindigkeit und ein grösserer Hub in Anwendung, der jedoch bei der gewöhnlichen Kunstwinkel-Bewegung auch nur in mässiger Grenze gehalten wird.

Kolbenrohr und Kolben. Bei continuirlicher Senkung erfolgt die Verlängerung der Steigrohre u. s. w. gewöhnlich nach einer Vorrückung, welche dem Kolbenhub gleichkommt. Die Länge des Kolbenrohres muss daher der doppelten Hubhöhe, mehr der Dicke des Kolbens, der Länge des erweiterten Endstückes und dem erforderlichen Spielraum gleichkommen. Da gebohrte Rohre von geringerem Durchmesser und bedeutender Länge schwer herzustellen sind, so setzt man bei grösserem Hub das Rohr auch aus zwei durch Flantschen verbundenen Theilen zusammen. Eine Kolbenliederung aus Guttapercha erfordert kein Ausbohren des Kolbenrohres, welches dann auch bei grösserer Länge aus einem Stück bestehen kann.

Die Kolbenliederung leidet besonders durch stark sandhaltiges Wasser und muss in diesem Falle oft nach wenigen Stunden des Gebrauchs gewechselt werden. Am besten scheint sich die meistens angewendete Liederung mit Lederstulp zu bewähren.

Zuweilen wird das Kolbenrohr so eingerichtet, dass dasselbe nach erfolgtem Abteufen durch Aufsetzen eines Stopfbüchsenstückes und Anbringung eines Untersatzes mit Gurgelrohr als Cylinder für eine stabile Druckpumpe benützt werden kann.

Steigrohr. Um die Pumpe bequem manipuliren zu können, ist es ein wesentliches Erforderniss, dass dieselbe leicht sei, und es sind daher Steigrohre aus Blech am Platze, falls dieselben nicht durch saure Wässer zu stark leiden. Auf der Grube Hansa bei Bochum hatte man aus diesem Grunde Zinkröhren in Anwendung.*) Damit der Kolben beim Auf-

*) Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd., S. 183.

ziehen nicht an den Nietköpfen im Innern der Rohre hängen bleibe, versieht man diese mit Führungsleisten, oder man versenkt die Nietköpfe.

Ist die Grösse der Senkung, nach welcher eine Verlängerung der Steigrohre nothwendig wird, geringer als die Länge eines Rohres, so müssen Einsatzstücke bereit gehalten werden. Wird z. B. die Verlängerung nach einer Senkung vorgenommen, welche der halben Länge eines Steigrohres gleichkommt, so muss ein Rohrstück von eben dieser halben Länge vorhanden sein. Nun wird stets zuerst dieses Stück unter dem Ausgussrohre eingeschaltet und bei der nächstfolgenden Verlängerung durch ein Steigrohr von normaler Länge ersetzt. Ist eine Verlängerung um *a* erforderlich und die Länge der Steigrohre gleich 3*a*, so wird zuerst ein Stück von der Länge *a* eingesetzt, dann gegen ein solches von der Länge 2*a* und dieses schliesslich gegen ein normales Rohr ausgetauscht.

Sind keine steifen geführten Senkbäume vorhanden, so müssen die Steigrohre selbst Führungen erhalten, bei deren Anordnung auf die Stellung der Hängschienen Rücksicht zu nehmen ist. Die Führungen werden in geringen Abständen, etwa von 4 bis 6 Metern, und in solcher Höhenstellung angebracht, dass wegen Durchganges der Flantschen stets nur wenige derselben gleichzeitig geöffnet sein müssen.

Man macht diese Führungen aus Einstrichen und darauf genagelten, mit halbrunden Ausschnitten versehenen Pfosten; der Abstand der Einstriche muss dabei grösser sein als der Durchmesser der Flantschen, damit diese nach Entfernung der Pfosten sich abwärts bewegen können.

Eine andere Führung zeigen Fig. 1147 und 1148; dabei sind *a* Einstriche, welche zur Befestigung der Wand dienen, die den Schacht in eine Förder- und eine Pumpenabtheilung scheidet; *b* Einstriche, die nur der Führung wegen angebracht werden.

Auf denselben sind Querhölzer *c* und auf diesen rund ausgeschnittene Bretter *d* durch Nägel befestigt. Um die Rohrflantschen durchzulassen, schiebt man die Bretter *d* und Hölzer *c* beiseite.

Das Verschieben der Führungen, um den Rohrflantschen freien Durchgang zu lassen, wird vermieden, wenn man nach Fig. 1146 die Rohre, welche sich in der Führung bewegen, aussen mit vier hölzernen Führungsleisten *l* versieht. Diese können beim Vorrücken der Pumpe successiv an die höheren Rohre verlegt werden. Nur ergibt sich dabei der Abstand der Senkstangen etwas grösser.

Saugrohr. Gibt man bei sandhaltigem Wasser dem Saugrohre einen grösseren Durchmesser, so wird von dem mit geringerer Geschwindigkeit aufsteigenden Wasser weniger Sand mitgerissen.

Das Saugrohr (vergl. S. 71) wird unten erweitert und mit Oeffnungen versehen, welche in zwei bis vier Reihen angeordnet, auch am Boden angebracht sind; sobald durch Vertiefung des Wasserspiegels eine Reihe Oeffnungen zum Vorschein kommt, werden diese durch Holzstöpsel verschlossen, um das Ansaugen von Luft zu verhüten, so dass zuletzt nur die untersten Oeffnungen frei sind und der Wasserspiegel so tief als möglich gehalten wird. Zuweilen ist seitwärts eine grössere Oeffnung angebracht, durch welche eingetretene fremde Körper entfernt werden können.

Um das Saugrohr gegen Beschädigung durch das Sprengen zu schützen, hat man an dasselbe alte Seilstücke in verticaler Stellung angelegt und durch Eisenringe befestigt, oder einen Mantel aus Holzdauben angebracht, desgleichen gibt man dem Rohre eine grosse Wandstärke (5 bis 6 Ctm.). Es sollen indessen auch bei geringerer Stärke keine Beschädigungen vorkommen, wenn man vor Abthun des Schusses an der betreffenden Seite nur Bretstücke vorlegt.

Die Herstellung eines Bohrloches nahe dem Saugrohre wird erleichtert, wenn man diesem die in England übliche, nach unten verjüngte Form *s*, Fig. 1154, gibt. Soll das Saugrohr auf der Sohle ruhen, so bringt man unten nach Fig. 1143 eine stumpfe Vorragung an, so dass die unteren Sauglöcher stets für den Eintritt des Wassers frei bleiben.

Bei stark sandhaltigem Wasser soll das zur Entleerung der Pumpe dienende Rohr mit Hahn unmittelbar ober dem Saugventil einmünden, damit man durch Oeffnung des Hahnes den abgelagerten Sand ausblasen kann. Gelingt dies nicht, so ist man genöthigt, behufs der Reinigung den Deckel des Ventilkastens abzunehmen.

Ausguss. Der Ausguss muss ungeachtet seiner verschiedenen Höhenstellung das Wasser stets in den Abflusskanal oder in den Saugkasten der nächst höheren Pumpe leiten.

Das Ausgussrohr besteht aus demselben Material wie die Steigröhrentour. Oben schliesst sich an dasselbe nach Fig. 1145 ein horizontales Rohrstück *a* und ein Lederschlauch *b*, der das Wasser bei verschiedener Höhenstellung oder Richtung des Ansatzes *a* immer an den richtigen Punkt zu führen gestattet.

Bei grösserer Dimension wird nach Fig. 1141 und 1142 eine rechteckige Lutte angesetzt, welche das Wasser direct ausgiesst, oder man befestigt daran wieder einen Lederschlauch; damit dieser nicht stark gekrümmt werden muss, ist die Lutte besser nach Fig. 1144 zu formen. Der Rand derselben ist durch einen umgelegten Eisenstreif verstärkt, der Schlauch wird durch eine Anzahl kleiner Schrauben befestigt.

Gestänge. Die Gestänge der Pumpen werden aus Holz oder Eisen hergestellt. Wegen der Verlängerung müssen Einsatzstücke vorhanden sein, über deren Einrichtung und Gebrauch Aehnliches gilt wie bei den Steigröhren, nur werden mehr solche Einsatzstücke erfordert, weil die Gestängstücke eine grössere Länge besitzen. Die Einsatzstücke bestehen stets aus Eisen, weil dann die Verbindungen am raschesten zu lösen sind.

Bezüglich der Verbindungen gilt überhaupt als Regel, dass sie rasch zu lösen und wieder herzustellen sein sollen, doch müssen sie eine gewisse Steifigkeit besitzen, da beim Niedergange sich ein Druck im Gestänge einstellen kann.

Die Verbindung der Holzstangen erfolgt durch Stoss oder Verzahnung mit seitlich angelegten Laschen, aus obigem Grunde zuweilen durch Kappeisen, welche an das obere und untere Ende jeder Holzstange angeschlossen sind; in derselben Art erfolgt der Anschluss der Einsatzstücke und der Kolbenstange an das Gestänge.

Zur Verbindung zwischen den oben genannten Kappeisen und Einsatzstücken, dann zwischen den Theilen eines Eisengestänges können mehrere der Verbindungen benützt werden, welche für Eisengestänge angegeben wurden, die nur einem Zug ausgesetzt sind. So verwendet man häufig das Zahnschloss; eine einfachere Form desselben ist durch Fig. 1128 gegeben. Darin bedeutet *a* ein Einsatzstück von quadratischem Querschnitt, welches mit dem nächstfolgenden *b* durch einen nach unten etwas erweiterten Ring, dessen Grundriss Fig. 1129 zeigt und der von oben her angetrieben wird, in Verbindung steht. Zum Anschluss der Holzstangen, welche das Gestänge bilden, einerseits an die Verlängerungsstücke, andererseits an die Kolbenstange des Hubpumpenkolbens dienen dabei Kappeisen, deren eines nach Fig. 1130 oben, das andere unten in ein Endstück von gleicher Form wie die Einsatztheile, Fig. 1128, übergeht.

Desgleichen benützt man die später bei Senkstangen beschriebene Construction Fig. 1105 und 1106.

Verbindung des Pumpengestänges mit dem Hauptgestänge. Auch diese soll, da sie beim Einsetzen eines neuen Steigrohres, beim Verlängern des Gestänges stets gelöst werden muss, leicht zu trennen und wieder herzustellen sein. Sie ist nur auf Zug in Anspruch genommen.

Es eignet sich dazu die auf S. 200 angegebene Construction Fig. 402; für diesen provisorischen Zweck kommen nach Fig. 1131 auch hölzerne Krummse zur Anwendung, mit Eisenschienen beschlagen, welche in Haken endigen. An diese wird das mit einer länglichen Oeffnung versehene

oberste Gestängstück gehängt, durch einen unten eingesteckten Keil befestigt und dieser durch einen Splint an Ort und Stelle erhalten.

Eine rasche Herstellung und Lösung gestattet auch die Verbindung Fig. 1132, wobei das oberste Gestängstück direct an die ebene Fläche des gusseisernen Krummfusses angelegt und durch Schrauben befestigt ist. Behufs der Verlängerung wird bei tiefster Stellung das Gestänge an das Windenseil gehängt, die Verbindung mit dem Krummfusse gelöst, das Gestänge niedergelassen und wieder an den Krummfuss befestigt.

Der letztere Vorgang ist sehr zweckmässig, weil dabei keine Einsatzstücke für das Gestänge erfordert werden und die Arbeit des Einschaltens derselben wegfällt. Man kann in ähnlicher Art eine eiserne Hängschiene verwenden, mit mehreren Oeffnungen versehen und von solcher Länge, dass der Abstand der obersten und untersten Oeffnung der Länge eines Gestängtheiles gleichkommt. Behufs der Verlängerung wird nun die Schiene stets mit der nächst höheren Oeffnung an den Krumms gehängt; erst wenn man bei der höchsten Oeffnung angelangt ist, schaltet man unter der Hängstange ein neues Gestängstück ein.

Apparate zum Aufholen der Pumpentheile. Auf S. 52 wurden die Einrichtungen beschrieben, welche zum Aufholen des Ventilsitzes benützt werden. Für den Fall eines Bruches des Gestänges oder der Kolbenstange verwendet man ähnliche Apparate, wie beim Abteufen von Bohrlöchern, deren Construction durch die Form der betreffenden Theile bedingt ist. Es soll davon nur eine Vorrichtung erwähnt werden, welche beim Bruch der Kolbenstange zum Aufholen des Kolbens dient und durch Fig. 1139 und 1140 dargestellt ist*); die Anwendung derselben setzt voraus, dass sich an der Kolbenstange nahe dem Kolben eine Verstärkung befinde. Ein Ring r, der oben mit zwei eisernen Klappen k versehen ist, wird an einer unten gegabelten Stange befestigt und mittelst des Gestänges eingelassen. Die Klappen öffnen sich, der Ring schiebt sich über die Kolbenstange und beim folgenden Aufziehen fassen die Klappen die erwähnte Verstärkung an der Kolbenstange und nehmen diese mit.

Schläucher. Dieser soll leicht sein; die Scheide wird daher aus Blech hergestellt, welches bei verhältnissmässig geringer Wanddicke der Zerstörung durch die Sprengschüsse genügend widersteht. Früher hatte man auch Scheiden aus Holz, welches Material jedoch für grössere Durchmesser nicht entspricht. Der Degen ist am besten aus Gusseisen zu fertigen, welchem durch Abdrehen die erforderliche glatte Oberfläche ertheilt werden kann.

*) Ponson's Steinkohlenbergbau, deutsch v. Hartmann, S. 924; Glépin, Etablissement des puits de mines, p. 36.

Die ausziehbare Länge des Schläuchers beträgt gewöhnlich circa 2 Meter, daher eine Senkung um diese Grösse auf einmal stattfinden kann und die Steigrohre, wenn man ihnen die gleiche Länge gibt, keine Einsatzstärke erfordern.

Um das untere Ende seitwärts, stets an den tiefsten Punkt des Sumpfes schieben zu können, wird oben in dem Degen meist ein Schlauch aus Leder, Kautschuk oder Guttapercha (die Hose) eingeschaltet, wiewohl die Nothwendigkeit oder der Nutzen dieser Einrichtung auch bestritten wird. Zur Absteifung kommt in die Hose eine Spiralfeder, welche zuweilen an den anstossenden Theilen befestigt wird.

Die Stopfbüchse an der Scheide besteht aus Gusseisen; sie soll grössere Höhe haben, da sie die einzige Führung der Scheide bildet.

In mittlerer Höhe pflegt man an der Scheide an gegenüberstehenden Seiten zwei Ringe zu befestigen, um dieselbe aufziehen und, wenn sie die Sohle nicht berühren soll, an den oberen Theilen der Pumpe aufhängen zu können.

Bei geringem Durchmesser verwendet man statt des Schläuchers nur einen biegsamen Schlauch aus Kautschuk oder Guttapercha, der durch eine eingeschobene Spirale aus dickem Draht abgesteift ist. Vor dem Abthun eines Schusses wird dieser Schlauch auf die unterste Fahrbühne gehoben. Am Ende befindet sich ein mit Löchern versehener Ansatz aus Blech.

Fig. 1133 *) gibt die Detailconstruction eines Schläuchers. An den Saugventilkasten *a* schliesst sich das Rohr *b*, welches durch den Lederschlauch *l* mit dem aussen abgedrehten Degen *d* verbunden ist. Der Lederschlauch ist durch eine Drahtspirale abgesteift und durch je zwei mit Charnieren versehene Ziehringe an den Theilen *b* und *d* befestigt. Der Mantel *e* ist aus Schmiedeisen mit 7 Millim. Stärke gefertigt und hat 2·5 Ctm. Spielraum gegen den Degen; unten befinden sich die Oeffnungen zum Ansaugen des Wassers.

Auf einer Eisensteingrube im Dortmunder Bezirk **) wurde der Schläucher durch eine Art Universalgelenk mit der Pumpe verbunden. Unter dem Saugventil schliesst sich ein horizontales Rohr mit Stopfbüchse an, in diese ist ein horizontales Knierohr eingesenkt, das wieder eine Stopfbüchse besitzt und in diese taucht endlich das obere horizontal umgebogene Ende des mit einem Schläucher versehenen Saugrohres, welches daher einen grösseren Theil der Fläche des Schachtsumpfes erreichen kann. Doch erscheint die ganze Vorrichtung zu complicirt.

*) Zeichnungen der Hütte 1860, Taf. 16.

**) Preuss. Zeitschrift 1862, 10. Bd., S. 206.

Auf der Grube St. Mathias bei Siegen*) wurde eine Pumpe verwendet, bei welcher nach Fig. 1134 am unteren Ende ein gewöhnlicher Schläucher angebracht und nebstdem das unterste Steigrohr mit einer Stopfbüchse versehen ist, in welche das nächstfolgende eintaucht. Es kann also eine Senkung von doppelter Grösse stattfinden, bevor die Steigröhrentour selbst gesenkt und sowie das Gestänge verlängert werden muss.

Rittinger-Pumpen zum Abteufen. Die Construction solcher Pumpen wurde auf S. 257 und 269 erläutert. Die Senkung erfolgt auf nachstehende Arten:

a) Man macht das Kolbenrohr um eine gewisse Grösse, z. B. 1^m, länger, als für den Kolbenhub erforderlich, und lässt den unteren Theil der Pumpe, d. i. das Saugrohr sammt Ventilkasten und Kolbenrohr, direct auf der Sohle ruhend oder mittelst Senkschrauben dem Abteufen folgen. Stets muss dabei dieser untere Theil eine gute Geradführung erhalten, weil in die obere Stopfbüchse desselben das bewegliche Steigrohr eintaucht. Nach erfolgter Vorrückung um die genannte Grösse werden oben das Steigrohr und die etwa angewendeten Hängstangen entsprechend verlängert.

b) Oder der untere Theil der Pumpe wird zwischen Senkbäumen gefasst, die wieder mit Schrauben oder einer anderen Senkvorrichtung verbunden sind, und an das Saugrohr kommt ein Schläucher; ist derselbe ganz ausgezogen, so wird der untere Theil der Pumpe gesenkt, während man das Steigrohr und die Hängstangen für die Senkbäume oben verlängert.

Man ersieht daraus, dass die Vorgänge beim Senken mit den früher angegebenen übereinstimmen, nur tritt an Stelle der ganzen Pumpe blos der untere, leichter bewegliche Theil; die Verlängerung des Steigrohres und des Pumpengestänges verbindet sich zu einer einzigen Manipulation.

Solche Pumpen Hoppe'scher Construction werden häufig auch für tonnlägige**) Schächte benützt.

Bei den Müllerschächten zu Liebau in Schlesien wurden drei Rittingersätze, auf einander folgend, jedoch in verschiedenen Verticalen aufgestellt und mit Betrieb durch drei abgesonderte kleine stehende Maschinen, verwendet***); der unterste davon fungirt als Senksatz.

*) Zeitschr. deutscher Ing. 1874, 18. Bd., S. 375.

**) Eine von Hoppe bei einem tonnlägigen Schacht verwendete Einrichtung ist beschrieben in Serlo's Bergbaukunde, 3. Aufl., 2. Bd., S. 508.

***) Zeitschrift deutscher Ing. 1877, 21. Bd., S. 61.

Aufhängung der Pumpen.

Die Aufhängung, Hebung und Senkung der Pumpen erfolgt nicht nur durch Senkschrauben, sondern auch durch Flaschenzüge oder sogenannte hydraulische Senkzeuge. Die Einstriche, welche die Stütze für diese Theile, bei Flaschenzügen insbesondere für die fixen Rollen derselben bilden, müssen, wenn man die Pumpen auch ganz aufziehen will, so hoch liegen, dass sie vom aufsteigenden Wasser nicht erreicht werden. Können dieselben im Schachte nicht sicher gelagert werden, so ersetzt man sie durch Tragbalken, welche an der Schachtmündung liegen. Bei Anwendung von Senkschrauben kommt es in diesem Falle auch vor, dass die Balken, welche den Schraubenmuttern als Stütze dienen, in den Schachtstössen zwar eingebühnt werden, jedoch nur um eine Seitenverschiebung derselben zu hindern. Diese Balken selbst werden dann erst mittelst Hängstangen durch die Tragbalken oben an der Schachtmündung gestützt.

Senkstangen. Die Senkstangen *g*, Fig. 1124, an welchen bei continuirlicher Senkung gewöhnlich die Pumpe aufgehängt ist, bestehen aus Holz oder Eisen; zuweilen dienen Seile oder Ketten für denselben Zweck. Wegen der Verlängerung sind eiserne Einsatzstücke wie bei den Pumpengestängen nothwendig. In der Regel sind für eine Pumpe zwei Senkstangen vorhanden; man hat deren bei grösserer Last auch drei, selbst vier in Anwendung gebracht, wodurch jedoch die Schwierigkeit steigt, die Spannung derselben gleich zu erhalten.

Die Verbindungen sollen wieder rasch zu lösen sein; aus diesem Grunde, und weil sie stets nur auf Zug in Anspruch genommen sind, stellt man sie bei Holzstangen nicht durch Laschen, sondern durch Kappeisen her und verbindet diese auf möglichst einfache Art, z. B. nach Fig. 1128 (S. 725).

Ferner hat man für Holzstangen die aus Fig. 1135 und 1136 ersichtliche Construction. An die Stangen *a* und *b* schliessen sich gegabelte Schienen, welche die Holzstangen umfassen, die Verbindung erfolgt durch zwei in einander greifende Ringe, in deren einem das mittelst Charnier bewegliche Stück *c* eingeschaltet ist.*) Diese Verbindung bewährt sich indessen nicht gut, weil zufolge der Stösse der Drehzapfen des Stückes *c* leicht bricht, daher dann auch der Ring selbst seine Festigkeit verliert.**)

*) Glépin, de l'etablissement des puits de mines, Taf. 6, Fig. 36.

**) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1859/60, 5. Bd., S. 536.

Zweckmässiger ist es, nach Fig. 1137 und 1138 einen Bügel *a* anzuwenden, der durch die verlängerte Oeffnung des oberen Kappeisens gesteckt und durch einen Drehbolzen an dem unteren befestigt wird.

Fig. 1105 und 1106 zeigen die zu Carling in der Moselle angewendeten hölzernen Senkstangen.*) Zur Verbindung derselben dienen Schienen, von welchen die obere in einer Gabel *g*, die untere in einer Platte *p* endigt; diese wird in die Gabel der folgenden Stange gesteckt und darin durch einen Keil befestigt. Die Schienen sind in die eingesägte Holzstange geschoben und mit derselben durch fest angezogene Schrauben verbunden, deren Köpfe und Muttern auf den Platten *q* ruhen.

Zur Verbindung der Senkstangen mit der Pumpe wurden bei älteren Einrichtungen Ketten verwendet, welche sich unten an die Senkstangen anschliessen und unterhalb der Flantsche des Saugventilkastens um das Saugrohr herumgewunden werden.

Eine vollkommenere Verbindungsart zeigt Fig. 1123; unter einer der Flantschen oder Rippen der Pumpe wird ein zweitheiliger Ring *r* angelegt, an dessen Verbindungsstellen Drehbolzen durchgesteckt sind, an welche sich Bügel anschliessen; diese werden mittelst Haken *h* an die untersten Theile der Senkstangen gehängt.

Die oben beschriebenen Senkstangen, Fig. 1105 und 1106, sind nach Fig. 1113 durch zwei Ziehringe *z*, welche Fig. 1115 im Grundrisse zeigt, und durch die Schienen *s*, Fig. 1113 und 1114, mit dem Pumpencylinder verbunden, der $0{\cdot}6^{m}$ äusseren Durchmesser besitzt; die Ziehringe sind unterhalb der Rippen des Cylinders angelegt. Die vier Keile gestatten eine genaue Richtigstellung der Ziehringe, so dass jeder derselben einen Theil der Last zu tragen hat.

Auch werden an das obere Ende des Saugrohres Lappen angegossen, die Senkstangen durchgesteckt und durch Keile befestigt, oder wie bei Senkbäumen nach Fig. 1154 im Saugrohre eine querliegende Schiene *n* angebracht und diese in Oeffnungen an den unteren Enden der Senkschienen eingehängt.

Nebstdem ist es zweckmässig, die Senkstangen, um Seitenschwankungen derselben zu verhüten, auch an höher gelegenen Punkten durch herumgewundene Seile mit der Röhrentour zu verbinden.

Eiserne Senkschienen können wie die Kappeisen der Holzstangen oder wie die später beschriebenen Hängschienen der Senkbäume verbunden werden.

Ketten statt der Senkstangen gewähren geringere Sicherheit. In England wurden Bandseile verwendet und mit den Steigröhren durch

*) Burat, Supplement au matériel des houillères, p. 94.

zweitheilige Ringe verbunden, welche wie in Fig. 1115 geformt, mit den Enden an die breiten Flächen der Bandseile gelegt und durch Schrauben an denselben befestigt sind.*)

Senkbäume. Diese bestehen aus Holz und werden durch schiefe Ueberblattung, wie in Fig. 1116 und 1117, mit einem oder mehreren Zähnen und Laschen *l* verbunden. Zuweilen werden behufs Anspannens der Verbindung auch Holzkeile zwischen die Berührungsflächen der Zähne eingetrieben. Bei hinreichender Länge der Laschen und Zahl der Schrauben genügt wohl auch der einfache Zusammenstoss, wie bei den Pumpengestängen aus Holz.

Die Führung der Senkbäume wird an der Aussenseite derselben angebracht, da zwischen den Senkbäumen und den Pumpenröhren kein Raum für dieselbe vorhanden ist. Die Senkbäume können sich dabei nicht gegen die Röhren hin biegen, da sie mit letzteren in fester Verbindung stehen. Die Verbindungslaschen *l* werden, wenn sie sich neben den festen Führungsbacken bewegen sollen, nach Fig. 1116 an die innere Kante der Senkbäume gerückt.

Bei älteren Anlagen liess man die Senkbäume in 5 bis 6 Cent. tiefe Einschnitte der Joche der Zimmerung greifen. Eine bessere Einrichtung zeigen Fig. 1116 bis 1118, wo in Abständen von etwa 6^m an die Joche der Zimmerung Bretstücke *b* festgenagelt sind, zwischen welchen sich die Senkbäume *a* bewegen; dabei ist *r* die Röhrentour der Pumpe.

Die Enden der Senkbäume sind etwas verjüngt, der Abstand der Leithölzer *b* an beiden Enden durch Abschrägung etwas vergrössert, damit das Heben und Senken der Senkbäume ohne Anstand vor sich geht.

Die Verbindung zwischen Senkbäumen und Röhren soll derart ausgeführt sein, dass beide ein solides Ganze bilden. Bei geringerem Durchmesser der Röhren kann man nach Fig. 1127 Backenhölzer *n* verwenden, welche halbrund ausgeschnitten, mit beiden Enden an die Flächen der Senkbäume angelegt und verschraubt sind. Diese Hölzer stützen die Flantschen oder Verstärkungsrippen der Rohre mittelst untergelegter Keile; sie werden bei jedem oder bei jedem zweiten Rohre angebracht.

Bei grossem Röhrendurchmesser ist es passender, abgesonderte Theile zur Stützung und zur Verbindung anzuordnen, wie in Fig. 1116 und 1119. Hier ist jedes Pumpenrohr durch zwei angelegte Eisenschienen *s* und Schrauben gegen seitliche Ausweichung gesichert, die Stützung erfolgt mittelst gusseiserner Supporte *t*, welche durch je drei Schrauben an den Senkbäumen befestigt sind und mittelst Holzkeilen die Flantschen oder

*) Preuss. Zeitschr. 1874, 22. Bd., S. 149.

Rippen der Steigröhren unterfangen. Besonders unter dem Saugventilkasten ist eine solide Stützung nothwendig, da dieser beim Niedergange des Pumpenkolbens die ganze Last des Wassers in der Pumpe zu tragen hat.

Bei Blechröhren genügt wegen deren geringeren Gewichtes eine kleinere Zahl Stützen.

Hängstangen für die Senkbäume. Die Senkbäume müssen mit der Senkvorrichtung verbunden werden. Man verwendet dazu Ketten, in welchen bei jeder Senkung Einsatzstücke eingeschaltet werden, wie *g* in Fig. 1127; an die Ketten schliessen sich Platten, welche an den Innenseiten der Senkbäume festgeschraubt sind. Sobald die Länge der Einsatzstücke zusammen der Länge eines Senkbaumstückes gleichkommt, werden erstere durch das letztere ersetzt und die Platten oben an dem neuen Senkbaumstück festgeschraubt. Statt der Ketten kamen auch Seile zur Anwendung, welche sich jedoch stark dehnen. Am besten entsprechen wieder Eisenschienen.

Ferner lässt man die Unterstützung der Senkbäume im Schachte gern weg und vereinigt dieselbe mit der des Senkapparates am oberen Ende der Hängschienen; die Senkbäume hängen dann zwar beständig an den letzteren, allein das Heben und Senken geht am raschesten und bequemsten von Statten, namentlich wenn der erwähnte Stützpunkt sich am Tagkranze des Schachtes selbst befindet. Die Verlängerung wird am oberen Ende der Hängschienen vorgenommen, die Senkbäume müssen somit schon zu Anfang des Abteufens in der Länge eingehängt sein, welche die Pumpe zu Ende des Abteufens besitzen soll.

Fig. 1157 und 1158 zeigen das bei dem unten beschriebenen hydraulischen Senkzeuge*) verwendete Gestänge. Dasselbe besteht aus abwechselnden einfachen Schienen *a* und doppelten Laschen *b*, welche durch Bolzen verbunden sind. Die rechteckigen Keillöcher dienen zur Befestigung am Senkzeuge, welches einen Hub von 30 Zoll gestattet; ebenso gross ist daher der Abstand der Löcher, von Mitte zu Mitte gemessen. Zwischen den Doppellaschen *b* befinden sich zu beiden Seiten des Keilloches Einlagen, welche durch je zwei Nieten befestigt sind.

Fig. 1155 und 1156 stellen das unterste zur Verbindung mit den Senkbäumen dienende Gestängstück dar. Die Platte *p* ist mit dem obersten Senkbaum verschraubt und durch einen Schraubenmuff mit der Schiene *s* verbunden, an welche sich die doppelte Lasche *n* anschliesst. Auf diese folgen weiter die oben angegebenen Schienen und Laschen. In den Stücken *n* sind ausser dem obersten und untersten noch fünf Löcher

*) Preuss. Zeitschrift 1862, 10. Bd., S. 241.

in gleichen Abständen von 7 Zoll gebohrt. Diese Einrichtung hat den Zweck, etwaige beim Einbau sich ergebende Längendifferenzen der beiden 172 Fuss langen Gestänge ausgleichen zu können. Je nachdem man nämlich den Verbindungsbolzen für die Theile *s* und *n* durch das eine oder das andere Bolzenloch in *n* durchsteckt, ändert man dadurch die Gesammtlänge um 7, 14 u. s w. bis $5 \times 7 = 35$ Zoll. Nebstdem können Aenderungen bis 7 Zoll durch Herausdrehen des Stückes *s* aus dem unteren Muffe erzielt werden, so dass sich die Länge des Gestänges um eine beliebige Grösse innerhalb der Grenzen von 0 bis 35 Zoll ändern lässt. Der obere Bolzen der Schiene *p* wird mittelst eines durchgesteckten Stiftes, die Schraube an der Schiene *s* durch eine Gegenmutter gegen Losdrehen gesichert.

Aehnlich ist das Gestänge auf der Karsten-Centrumgrube eingerichtet, wo die Senkung mittelst Flaschenzug erfolgte; nur sind dort statt der Keillöcher Vorsprünge an gegenüberstehenden Seiten der Schiene angebracht, unter welche die Stützkeile eingeschoben werden.

Senkapparat, Holzstützen. Das Niederlassen der Pumpe wurde früherer Zeit auf eine sehr primitive Art*) durchgeführt. Zwei oder drei von den an den Senkbäumen *s*, Fig. 1127, befindlichen Rahmen *n* wurden durch je vier Stempel, welche schräg zu den Ecken der in der Zimmerung eingeschalteten Hauptlager herabliefen, gestützt. Es wurden nun die oberen dieser Stützen herausgeschlagen, etwas von denselben abgehauen und die gekürzten Stücke von vier Arbeitern in der richtigen Stellung untergehalten, während andere Arbeiter die unteren Stützen wegschlugen, so dass das Ganze auf die obere bereit gehaltene Unterlage herabgleiten musste. Durch mehrmalige Wiederholung dieses Processes erfolgte die Senkung um die ganze gewünschte Höhe. Oder es wurden alle an Ort und Stelle befindlichen Stützen, zuletzt gleichzeitig und mittelst schwacher Hiebe, immer spitziger zugehauen, so dass sie sich in die Unterlage einstauchten und eine allmälige Senkung stattfand. Das Gefährliche der Operationen erscheint allerdings dadurch etwas gemildert, dass noch mehrere Führungslager vorhanden waren, zwischen welchen die Pumpenröhren fest eingeklemmt wurden, um den Niedergang zu bremsen; dessenungeachtet ereigneten sich Unfälle bei dieser Methode, welche daher nicht nachahmenswerth wäre.

Senkschrauben. Die Länge der Senkschrauben richtet sich nach der Höhe, um welche die Pumpe bei periodischer Senkung auf einmal, bei continuirlicher allmälig gesenkt werden soll, bevor die Verlängerung

*) Bergmännisches Taschenbuch für 1846; Hartmann's Berg- u. hüttenm. Zeitung 1846, 5. Bd., S. 378; Preuss. Zeitschrift 1862, 10. Bd., S. 242.

der Steigrohre u. s. w. stattfindet; bei periodischer Senkung beträgt diese Höhe etwa 2^m, daher die Gewinde etwas mehr als 2^m Länge an der Senkschraube einnehmen müssen.

Mitunter erhalten*) die Senkschrauben eine grössere Länge, 4·8 Meter, wobei die sich anschliessenden Hängstangen erst nach je 4^m Senkung verlängert werden und daher deren Einsatzstücke ebenfalls 4^m lang sind. Für continuirliche Senkung ist dabei auch ein sehr langes Kolbenrohr — um 4^m länger als der Hub — nothwendig, wenn auch die Verlängerung der Steigrohre und Gestänge nur alle 4 Meter stattfinden soll. Das Aufholen der ganzen Pumpe geht dann rascher von Statten.

Die Schrauben besitzen flache Gewinde, die Ganghöhe beträgt bei älteren Einrichtungen $\frac{1}{5}$, bei neueren $\frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{9}$ des Durchmessers; dieser letztere variirt natürlich nach der anzuhängenden Last.

Die Muttern erhalten den doppelten Schraubendurchmesser zur Höhe, werden oft aus Bronze gefertigt, nach Fig. 1159 unten abgerundet; sie ruhen auf einem gusseisernen, durch vier Schrauben an dem Tragbalken befestigten Lager, dessen Höhlung nach unten etwas erweitert ist, um eine kleine Seitenbewegung der Schraube zu gestatten. Auch kommen gewöhnliche Muttern mit eisernen Unterlegscheiben zur Anwendung.

Die Drehung der Muttern erfolgt mittelst langer Schraubenschlüssel und soll möglichst gleichzeitig stattfinden, damit beide Senkstangen die gleiche Spannung behalten. Da die Schraubenschlüssel zur Bewegung einen grösseren Raum erfordern und ihr Gebrauch unbequem ist, so empfiehlt es sich, dieselben durch eine Schraube ohne Ende, deren Zahnrad mit der Mutter verbunden ist, mittelst Handkurbel zu bewegen. Die Lager können auf einem am Tragbalken befestigten Support angebracht werden.**) Dabei lässt sich eine gemeinschaftliche Welle für beide Schrauben anwenden und auf diese Art eine ganz gleichförmige Drehung derselben erzielen. Es sind diese Einrichtungen schon mehrfach im Gebrauch.

Um die Pumpe mittelst der Senkschrauben zu heben, werden nach Ausziehen des Gestänges die Muttern so lange gedreht, bis die Schrauben die höchste Stellung erreichen, dann durch eine geringe Rückdrehung auf Unterlagen im Schachte herabgelassen, darauf die Schraube in die tiefste Stellung gebracht und in den Hängstangen eine Schiene durch

*) Du fonçage des puits de mines v. M. J. Lévy, Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1868/69, 14. Bd., S. 248.

**) Ein derartiges Lager v. Lévy s. Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1868/69, 14. Bd., S. 248.

ein Einsatzstück, oder ein längeres durch ein kürzeres Einsatzstück ersetzt. Diese Manipulationen sind schwierig und zeitraubend, und es ist ein Hauptnachtheil der Senkschrauben, dass das Aufholen der Pumpe mit denselben nicht leichter durchgeführt werden kann.

Flaschenzüge. In England werden die Senkstangen nach Fig. 1154 mittelst Flaschenzügen bewegt, deren fixe Rollen *a* auf Einstriche *l l* gelagert oder mittelst Ketten daran gehängt sind, während die Axe der losen Rollen *b* am Endstücke der Senkstangen *c* gelagert ist. Die Hanf- oder Drahtseile sind über Rollen zu den seitwärts der Schachtmündung stehenden Winden geführt. Wiewohl Flaschenzüge kraftverzehrend sind und die Seile stark abnützen, zeigt ihre Anwendung doch den Vortheil, dass namentlich die Hebung der Pumpen auf grössere Höhe ohne Unterbrechung möglich ist, daher diese Methode auch auf dem Continent Nachahmung gefunden hat.

In Fig. 1154 *) sind neben der Pumpe Senkbäume *c* angeordnet und in früher angegebener Art mit derselben verbunden.

Hydraulisches Senkzeug. Von Nottebohm wurde auf zwei Steinkohlengruben bei Kattowitz und Lagiewnik zur Bewegung der Sätze ein hydraulischer Apparat **) angewendet, welcher insbesondere auch deren Hebung sehr vereinfacht. Die Senkbäume sind dabei nicht gestützt, sondern der ganze Satz hängt an den S. 732, Fig. 1157 und 1158 beschriebenen Gestängen, welche aus bestem Schmiedeisen gefertigt und vor dem Gebrauch einer Festigkeitsprobe unterzogen wurden. Obgleich eine besondere Dampfpumpe zum Betriebe erforderlich ist, empfiehlt sich die Anwendung des hydraulischen Senkzeuges bestens für Sätze von grosser Dimension und bedeutendem Gewicht.

Fig. 1120 ist zur Hälfte Ansicht, zur Hälfte Schnitt, 1121 der Grundriss und 1122 die Seitenansicht des Apparates. Der Träger desselben besteht aus zwei verticalen trapezförmigen Blechen, welche durch zwei niedrige und näher der Mitte durch zwei Querwände von gleicher Höhe mit den trapezförmigen Blechen verbunden sind. An den letzteren sind oben und unten, an den mittleren Querwänden nur oben horizontale Platten durch Winkeleisen befestigt. Auf dem dadurch gebildeten Rahmen ruht der quadratische, in der Mitte mit einer runden Oeffnung versehene Untersatz *a*, in welchen der hydraulische Cylinder *b* mit seiner oberen starken Flantsche eingehängt ist. Das Wasser wird unten durch das Rohr *x* zu- oder abgeleitet; um den Cylinder ganz entleeren zu können,

*) Die Tiefbauschächte der Königin Luise-Grube bei Poremba, Preuss. Zeitschrift 1875, 23. Pd., S. 217.

**) Preuss. Zeitschr. 1862, 10. Bd., S 241.

befindet sich am Obertheil desselben eine feine, für gewöhnlich durch eine konische Schraube dicht abgeschlossene Oeffnung für den Eintritt der Luft.

Obwohl durch die Einrichtung der Gestänge schon deren Länge regulirt werden kann, so ist doch, um eine ganz gleiche Spannung derselben zu erhalten, der Mönchkolben nicht fest, sondern drehbar mit dem Querhaupt *c* verbunden, welches den Druck an die Gestänge überträgt. Der Kolben besitzt ein Kopfstück *d*, das aus einem cylindrischen, in die Höhlung des Kolbens eingepassten Theil, einem darauf folgenden Halbcylinder mit horizontaler Axe und endlich einem Ansatze von quadratischem Querschnitt besteht, der zwischen die beiden Platten eingreift, aus denen das Querhaupt *c* zusammengesetzt ist, und diesem eine Art Führung gibt. Das Querhaupt ruht mittelst halbrunder Ausschnitte auf einem Bolzen *n*, welcher durch eine Bohrung des Kopfstückes *d* gesteckt ist und mit beiden Enden in Rinnen am Scheitel des halbcylindrischen Theiles von *d* liegt.

Die zwei Theile des Querhauptes *c* sind durch drei Stehbolzen und nahe den Enden durch je zwei angenietete Platten *e* verbunden, welche den durch die Oeffnungen im Gestänge *f* gesteckten Stahlkeilen *g* als Unterlage dienen. Endlich sind auf den Hauptträger beiderseits je zwei Backen *k* mit verstärkten Endstücken frei aufgelegt, welche dazu dienen, das Gestänge während des Kolbenrückganges ebenfalls mittelst durchgesteckter Keile *h* zu stützen.

Um den Satz zu heben, wird Druckwasser unter den Kolben gelassen, wodurch dieser nebst dem Gestänge so weit emporsteigt, dass der Keil *h*, den man schon während dieser Bewegung herausgezogen hat, in das nächst tiefere Keilloch im Gestänge *f* gesteckt werden kann. Nun wird das Druckwasser abgelassen, das Gestänge geht etwas zurück und setzt sich mittelst des Keiles *h* wieder auf die Backen *k*, der Kolben bewegt sich nebst dem Querhaupt so weit nieder, dass der bereits herausgezogene Keil *g* in das nun ober den Platten *e* zum Vorschein kommende tiefere Keilloch gebracht werden kann. Sofort wird Druckwasser eingelassen, es erfolgt ein neuer Hub u. s. w. Sobald eine der Gestängschienen ganz ober das Querhaupt gelangt ist, wird dieselbe abgenommen.

Das Senken erfolgt in umgekehrter Ordnung. Bei der gezeichneten Stellung ist der Kolben nebst der Last eben niedergegangen und diese ruht auf den Keilen *h*. Der Keil *g* wird herausgezogen, in das nächst höhere Loch gebracht und Wasser unter den Kolben eingelassen. Dieser steigt nebst Querhaupt *c* leer empor, bis er den Keil *g* erreicht. Indem man noch etwas Wasser zutreten lässt, wird die Last mittelst *g* gehoben, der untere Keil *h* wird ausgezogen und in das oben folgende, früher von

g eingenommene Loch gesteckt; hierauf lässt man das Wasser ab und das Ganze sinkt, durch Drosselung des Abflusses entsprechend gebremst, so weit herab, bis der Keil *h* wieder auf *k* aufsitzt, wobei zugleich der Mönchkolben in die unterste Stellung gelangt ist, welche der Figur entspricht. Hierauf wird die Operation wiederholt und nach der entsprechenden Zahl Hube stets oben ein neues Gestängstück aufgesetzt.

Bei der beschriebenen Vorrichtung haben beide Gestänge zusammen eine Maximallast von 1500 Zollcentnern zu tragen. Zum Einleiten des Wassers dienen zwei Pumpen von 1 und $1^1/_4$ Zoll Durchmesser und 3 Zoll Hub, von welchen je nach der Last die eine oder die andere, oder beide in Betrieb gesetzt werden können. Der Mönchkolben des Presscylinders hat 10 Zoll Durchmesser und 30 Zoll Hub, und genau in diesem Abstande befinden sich auch die Keillöcher am Gestänge. Der Betrieb der Pumpen kann durch eine kleine Dampfmaschine oder von Hand mittelst einer am Schwungrade befestigten Spille erfolgen; im ersteren Falle lässt sich bei gleichzeitiger Anwendung beider Pumpen der Satz in 5 Minuten um 30 Zoll heben, wozu dann ein Stillstand von circa 7 Minuten zu rechnen ist. Die wirkliche Hebung beträgt daher $12^1/_2$ Fuss pr. Stunde. Da das Wasser nur circulirt, ist blos ein Vorrath von $2^1/_2$ Kubikfuss erforderlich, und es kann dasselbe im Winter ohne bedeutende Auslage stark mit Alkohol versetzt werden, um das Einfrieren zu verhüten. Endlich stellten sich die Kosten der Einrichtung sammt Pumpen, Dampfmaschine von zwei Pferdekraft reiner Leistung und Gestängen im vorliegenden Falle nur ungefähr um die Hälfte grösser als für ein Schraubensenkzeug.

Anordnung.

Die Situation der Pumpen im Grundrisse (vergl. S. 126) hängt von der Form des Schachtes und von der Eintheilung desselben ab. Es ist darauf zu achten, dass für die Bewegung der Muttern der Senkschrauben, falls diese sich im Schachte befinden, für die Saugkästen, Führungen u. s. w. der hinreichende Raum vorhanden, die Thüren der Ventilkästen, die Schrauben und sonstigen Theile der Pumpen zugänglich seien. Soll die Pumpe auch im Ganzen (mit Senkbäumen) aufgezogen werden können, so muss der Raum ober derselben auf die erforderliche Höhe frei sein.

Sind zwei Gestänge vorhanden, so hängt man an jedes derselben eine Abteufpumpe, weiter aufwärts in jedem Satze eine fixe Pumpe. Ist nur ein Gestänge vorhanden, so werden zwei Senkpumpen $s\,s_1$, Fig. 1125, an entgegengesetzten Seiten des Gestänges, weiter aufwärts zwei fixe Pumpen $p\,p_1$ mit schräg gestellten Krummfüssen angehängt, die letzteren erhalten aber dabei eine grosse Ausladung.

Complicirter wird die Anordnung, wenn mehrere fixe Sätze mit je zwei Hubpumpen aufzustellen sind; die letzteren müssen dann abwechselnd auf die eine und die andere Seite des Hauptgestänges verlegt werden, damit die Obertheile der Steigrohre und Gestänge des einen Satzes nicht mit dem Saugkasten und den Saugrohren des nächst höheren Satzes collidiren.

Eine von Fig. 1124 und 1125 abweichende Anordnung zeigen Fig. 1107 bis 1109.*) Hier giessen die Senkpumpen unmittelbar in einen nahe unter dem Tagkranze liegenden Abflussstollen aus. Fig. 1107 ist der Aufriss, Fig. 1108 und 1109 sind Horizontalschnitte nach *A B* und *C D*. Die Pumpengestänge sind an den Ecken eines Kreuzkopfes angehängt, welcher mit der Kolbenstange der direct wirkenden Maschine verbunden ist. Zur Stütze der Senkschrauben dienen der in die Schachtmauer eingelassene Balken *a* und drei Einstriche *g*, welche einerseits auf den Balken *a* aufgelegt, andererseits ebenfalls in die Mauerung eingelassen sind. Als Unterlage für die Schuhe *p*, welche die Steigröhren führen und auf denen die Pumpe während der Verlängerung der Röhren und Stangen ruht, ist ein aus einem Hauptbalken *b* und drei Querhölzern *c* bestehendes Schwellwerk angeordnet. Die Senkschrauben gehen durch Oeffnungen in den Balken *c* lose hindurch und müssen daher unter dem mit Gewinden versehenen Theil noch entsprechend verlängert sein.

Sollen die fixen Pumpen auch später für die stabile Wasserhebung dienen, so sind dieselben aus bekannten Gründen als Druckpumpen zu construiren und ist der Plunger in die Axe des Hauptgestänges zu stellen; es entspricht in diesem Falle die Anordnung Fig. 1160.**) Darin ist *k* die Druckpumpe, *d* deren Steigrohr. Der Saugkasten für die Druckpumpe steht direct unter der letzteren und in denselben giessen die zwei Abteufpumpen $s\,s_1$ aus. Wird der Schacht noch auf eine grössere Tiefe unter der Druckpumpe abgeteuft, so fungirt eine der Pumpen $s\,s_1$ als fixe Hubpumpe, die andere als Abteufpumpe, daher die letztere der ersteren das Wasser zuhebt und jede die ganze Menge zu fördern hat. Die fixe Hubpumpe wird, wenn man sie für das Aufholen einrichten will, zwischen ihren Senkbäumen belassen, und diese ruhen mit dem unteren Ende auf einem starken Lager, welches zugleich den Saugkasten stützt.

Sind mehrere feste Drucksätze nothwendig, so muss das Hauptgestänge an den betreffenden Stellen gegabelt sein; dasselbe wird beim Fortschreiten des Abteufens successive verlängert, damit zuletzt der Anschluss der Druckpumpe rasch von Statten gehe.

*) Angewendet zu Marles im Pas-de-Calais. Glépin, de l'etablissement des puits de mines, Paris 1867.

**) Nach Nottebohm, Preuss. Zeitschrift 1862, 10. Bd., S. 241.

Bei schwimmendem Gebirge empfiehlt man, die Pumpe, wenn sie nicht aufgehängt ist, in die Mitte des Schachtes zu stellen, weil sonst an dem der Pumpe näheren Schachtstosse eine stärkere Setzung der Zimmerung eintritt, veranlasst durch das Mitnehmen des Sandes und die stärkere Belastung durch das Gewicht der Pumpentheile.

Senksatz mit beweglicher Maschine. Von Herrn Thometzek wurde auf einer Eisenerzgrube bei Beuthen in Oberschlesien eine Abteufpumpe ausgeführt*), welche sowie die zum Betrieb dienende Dampfmaschine mit einfacher Schiebersteuerung an zwei Senkbäumen befestigt ist. Diese besitzen Geradführungen im Schachte und sind an Senkschrauben aufgehängt, deren Muttern auf festen Tragbalken ruhen. Die Pumpe ist eine Druckpumpe, ihr Saugrohr mit einem Schläucher versehen. Behufs der Verlängerung lässt man das Ganze bis auf den Schachtsumpf oder ein festes Lager nieder, löst die Kolbenstange der Pumpe von ihrem Gestänge und die Maschine von den Senkbäumen und schaltet hierauf Verlängerungsstücke für die Steigröhren, Senkbäume und das Pumpengestänge ein. Sonach wird die Maschine wieder an den Senkbäumen, die Kolbenstange am Gestänge befestigt. Durch die Befestigung der Maschine an den Senkbäumen wird ein besonderes Fundament für dieselbe erspart, der Schacht mehr frei gehalten; der Vorgang ist aber umständlicher, weil vor Verlängerung der Senkbäume das oberste Stück derselben sammt der Maschine gehoben, diese vom Dampfeinströmungsrohre gelöst werden muss u. s. w.

Periodische Senkung mit festgelagerter Pumpe.

Bei dieser Methode (vergl. S. 719) pflegt man, wenn Kunstwinkel vorhanden sind, abwechselnd die eine und die andere Pumpe zu senken. Statt der Hubpumpen kommen auch zweiaxige, und zwar Druckpumpen mit Mönchkolben und Pumpen mit aussenliegendem Gestänge zur Anwendung, was hier eher zulässig ist, da die Pumpe allein, ohne Steigröhren, hinabgelassen wird. Auch Perspectivpumpen werden benützt. Der Nachtheil aller dieser Arten ist, dass sie unter Wasser nicht fortbetrieben werden können, was besonders ins Gewicht fällt, da man die Pumpe nicht schnell genug aufholen kann.

Saugsätze. Früher wurden beim Abteufen Saugpumpen (ohne Steigrohr) verwendet, welche in geringen Abständen, entsprechend der zulässigen Saughöhe, also nach etwa je 7 bis 8 Metern auf einander folgen

*) Zeitschrift deutscher Ing. 1863, S. 531; Bericht über die Versammlung der Berg- und Hüttenmänner zu Ostrau, Wien 1864, S. 63.

müssen. Die Manipulation ist dabei die einfachste, indem die einmal eingebaute Pumpe unverändert in ihrer Stellung bleibt und nur das Saugrohr periodisch zu verlängern ist; durch einen Schläucher kann das Wasser in den Zwischenzeiten zu Sumpf gehalten werden. Aus diesem Grunde empfiehlt Beuther*) diese Pumpen für Tiefen bis zu circa 50 Metern und Wassermengen von nicht mehr als 0·01 Kubikmeter pr. Secunde.

Für grössere Tiefen sind Saugpumpen wegen zu grosser Zahl der dabei sich ergebenden Pumpensätze nicht anzuwenden.

Pumpen mit aussenliegendem Gestänge. Von diesen war bereits S. 277 die Rede. Fig. 1152 zeigt eine solche Pumpe, wie sie bei österreichischen Bergbauen in geringer Dimension (20 bis 25 Centim. Durchmesser) zur Anwendung kamen. Das Kolbenrohr *a* ruht mit angegossenen Platten auf zwei Einstrichen mit Querhölzern und ist daran festgeschraubt. An demselben hängen der Saugventilkasten und das Saugrohr *s*, *d* sind die Steigröhren. Die Kolbenstange ist mittelst Krummfuss am Gestänge befestigt. Die Senkung erfolgt auf früher beschriebene Art; es wird der Krummfuss vom Gestänge gelöst, das letztere unten verlängert und nach Senkung der Pumpe auf das tiefere Lager der Krummfuss wieder am Gestänge befestigt.

Unvortheilhaft ist es bei der Anordnung, dass die Flantschenverbindung zwischen Saugventil und Kolbenrohr beim Niedergange des Kolbens den ganzen Wasserdruck auszuhalten hat.

Bewegliche Pumpen ohne Gestänge.

Wie für stabile Wasserhaltung, lässt sich auch bei Abteufpumpen das Gestänge beseitigen, indem man Kraft- und Arbeitsmaschine unmittelbar neben oder über einander stellt und beide bei fortschreitendem Schachtabteufen senkt. Wird die Kraftmaschine durch Dampf oder Wasser bewegt, so sind dabei statt des Pumpengestänges die Rohre zu verlängern, welche den Dampf oder das Wasser zu- und abführen. Bisher sind Dampfmaschinen und Handpumpen in dieser Art zur Anwendung gekommen.

Das Wegfallen der Gestänge ist in Bezug auf Sicherheit und Vereinfachung der Anlage von bedeutendem Vortheil, die unterirdischen Maschinen zeigen aber auch die betreffenden Ortes (S. 666) hervorgehobenen Uebelstände, unter welchen die Schwierigkeit, die Dampf-

*) Zeitschr. deutscher Ing. 1874, 18. Bd., S. 372.

leitungen dicht zu erhalten, und besonders die hohe Temperatur empfindlich werden.

Unterirdische Dampfpumpen ohne Rotation. In Bezug auf geringes Raumerforderniss und Gewicht würden sich diese Apparate ganz gut zum Abteufen eignen, und sie haben auch mehrfache Anwendung gefunden, nur sind wieder die Nachtheile (S. 694) nicht zu übersehen, welche die Weglassung der Rotationsbewegung herbeiführt, von denen für Senkpumpen der Mangel variabler Expansion besonders hervortritt. Jedenfalls sind solche Maschinen nur für geringe Wassermengen und Förderhöhen anzuwenden.

Die Maschine wird liegend oder stehend angeordnet, erhält entweder eine feste Verlagerung, wozu auch bei stehender Anordnung nur zwei Einstriche nothwendig sind; die Senkung erfordert dabei nicht mehr als 6 Stunden Zeit, also bedeutend weniger als die eines gewöhnlichen Pumpensatzes mit fester Verlagerung.*) Oder die Maschine wird nur an einem Flaschenzug aufgehängt, wobei dieselbe aber doch zu wenig solid gestützt erscheint; in beiden Fällen sind nur die Steig- und Dampfröhren beim Senken zu verlängern. Das Gewöhnlichste ist die Anwendung von Senkbäumen, welche sowie die Röhren successiv verlängert werden.

Auf der Grube Guido bei Zabrze wurde die Maschine an zwei Senkbäumen befestigt, bei 56^m Tiefe gab man deren Anwendung wegen der Anstände mit der Dampfleitung auf.**) In einem Schachte der Guido-Grube bei Tarnowitz kam bei der Senkarbeit im schwimmenden Gebirge eine Dampfpumpe mit nur einem Senkbaume zur Verwendung.***) In den Müllerschächten bei Liebau waren zwei kleine Cameron'sche Pumpen an Senkbäumen aufgehängt, doch versagten dieselben wegen unreinen Wassers oft den Dienst und erforderten häufige Reparaturen.†) Eine Jacobi'sche Pumpe wurde beim Abteufen des Motecinschachtes der Prager Eisenindustrie-Gesellschaft verwendet und arbeitete zufriedenstellend.††)

Rotirende unterirdische Dampfpumpen. Die Fig. 1149 und 1150 zeigen im Vertical- und im Horizontalschnitte durch den Dampfcylinder das vom Maschinendirector Dautzenberg entworfene Project einer rotirenden unterirdischen Dampfpumpe zum Abteufen†††), welche bei

*) Oesterr. Zeitschrift für B.- u. H. 1874, S. 371.

**) Schlesische Wochenschrift 1859, S. 78.

***) Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd., S. 185.

†) Zeitschrift deutscher Ing. 1878, 21. Bd., S. 62.

††) Wochenschrift des österr. Ing.- u. Arch.-Vereins 1876, 1. Jahrg., S. 198.

†††) Mitgetheilt von Hrn. Bergrath Hutzelmann in Brandeisl.

30 Doppelhuben 0·028 Kubikmeter Wasser pr. Secunde aus 190 Meter Tiefe hebt, deren Geschwindigkeit jedoch erforderlichen Falles auf das Doppelte, also 60 Doppelhube gesteigert werden kann. Dieselbe ist auf feste Verlagerung mittelst der Einstriche *e* eingerichtet und wird durch Kabelseile, die oben in die Ringe *r* eingehängt werden, gesenkt, wobei die Dampf- und Steigrohre zu verlängern sind. Die Pumpe *p* ist doppeltwirkend, mit Scheibenkolben versehen; unter den Saug- und ober den Druckventilen schliessen sich Zweigrohre an, welche sich zum Saugrohre *S* und Steigrohre *D* vereinigen, welche beide aus Blech bestehen. Die Aufsätze *w* fungiren als Windkessel. Der Dampfcylinder *d* ist an den nebenstehenden Röhren befestigt, die Kolbenstange durch eine Traverse *t* und zwei Schubstangen mit zwei an gemeinschaftlicher Welle befindlichen Frictionsscheiben *f* gekuppelt, welche die Bewegung durch kleinere Frictionsscheiben f_1 an die Welle zweier Schwungräder *s* von je 600 Kil. Gewicht übertragen. Die Lager der beiden Wellen befinden sich an zwei Ständern, welche auf einem breiteren Zwischenstück *z* befestigt sind. Dieses hat in der Mitte eine Oeffnung, in welcher sich die Excenter bewegen, die zur Bewegung der Meyer'schen Expansionssteuerung dienen. Die Frictionsscheiben befinden sich am freien Ende der Wellen, die Schwungräder bewegen sich mit geringem Spielraum zwischen den Lagerständern und den Steigrohren.

Die Frictionsscheiben haben keilförmige, in einander greifende Vorsprünge; die Metalllager der oberen Welle sind in den Ständern vertical verschiebbar und werden durch Bufferfedern niedergedrückt, um die nothwendige Reibung zwischen den Scheiben zu erzeugen. Die Traverse *t* ist durch zwei Rundstangen geführt, welche oben am Boden des Dampfcylinders, unten an Angüssen des Pumpencylinders befestigt sind. Die Schubstangen laufen von den Endzapfen der Traverse zu Zapfen, welche in Armen der Frictionsscheiben *f* eingesetzt sind.

Im Horizontalschnitte ist noch *E* das Dampfzu- und *A* das Ableitungsrohr; an ersteres schliesst sich der in den Schieberkasten geführte, an letzteres der von der Mitte des Schieberspiegels kommende Kanal.

Zur Entleerung der Steigrohre und Füllung der Pumpe sind die gewöhnlichen Röhrchen mit Hähnen, an den Ventilkästen behufs der Revision Oeffnungen mit Deckeln angebracht.

Das Gewicht des Ganzen beträgt 12,000 Kilogramm.

Handpumpen. Zum Senken eignen sich alle Handpumpen, welche keine langen Hebel zur Bewegung erfordern. Insbesondere erscheinen dazu die compendiösen eisernen Pumpen geeignet. So ist die S. 660 beschriebene Handpumpe sehr bequem zu verwenden, da sie zur Befestigung eines einzigen Balkens bedarf.

Eine rotirende Handpumpe, zum Abteufen mit Senkbaum dienend*), zeigt Fig. 1151 in der Seitenansicht; die Bewegung wird von dem mit Handkurbel k versehenen Schwungrade durch Transmissionsräder und eine Schubstange an den Pumpenkolben übertragen. Die Lager der beiden Wellen befinden sich an zwei in den Senkbaum eingelassenen Platten. Zur Geradführung dient eine Platte p mit vorspringender Leiste von schwalbenschwanzförmigem Querschnitte, welche in eine entsprechende Nuth des an den massiven Mönchkolben angegossenen Gleitstückes passt.

Bewegliche Pumpen für stabile Wasserhaltung.

In einzelnen Fällen richtet man die unterste Pumpe einer stabilen Wasserhebung derart ein, dass sie je nach dem Wasserstande im Sumpfe höher oder tiefer gestellt werden kann und daher stets gegen Austränkung gesichert ist. Man kann zu diesem Zwecke die Senkschienen oder Senkbäume, die beim Abteufen benützt wurden, verwenden, indem man dieselben entsprechend stützt oder aufhängt, und dann die Pumpe, sobald es nothwendig wird, mit der Winde, den Senkschrauben oder dem hydraulischen Senkzeuge hebt. Folgende Vorrichtungen sind anderer Art.

Pumpen mit aussenliegendem Gestänge. Im Loirebecken wurden**) die untersten Pumpen in einigen Schächten auf diese Art ausgeführt und durch die aus Fig. 1153 ersichtliche Einrichtung der Fortbetrieb bei steigenden Wässern ermöglicht. Der Pumpencylinder p ist mittelst seitlich angegossener Lappen und das Steigrohr s mittelst einer untergelegten Platte auf zwei Einstrichen e gelagert; r ist das Gurgelrohr. Weiter aufwärts befinden sich am Steigrohre s Rohrstutzen r_1, r_2 . ., die für gewöhnlich durch Deckel geschlossen werden; ferner sind Einstriche e_1, e_2 . . vorgerichtet. Ist das Wasser bis in die Nähe des Rohres r gestiegen, so wird die Pumpe von demselben gelöst, r durch einen Deckel geschlossen, die Pumpe gehoben, auf die nächst höheren Einstriche e_1 gelagert und mit dem Gurgelrohre r_1 verbunden; gleichzeitig muss auch das Gestänge gehoben und ein Theil desselben ausgeschaltet werden. Auf diese Art kann man die Pumpe beim Steigen der Wässer successive auf-, beim Sinken abwärts rücken und dabei stets zugänglich erhalten.

Hebung und Senkung einer Pumpe mittelst der Maschine. Man kann die unterste Pumpe auf Hebung durch die Maschine mittelst des Hauptgestänges einrichten, wie die Skizzen Fig. 1110 bis 1112 erläutern. Es sei a das Hauptgestänge, an welchem eine auf den Trägern t gelagerte

*) Mitgetheilt von Herrn Bergrath Novák in Příbram.
**) Nach Ponson's Steinkohlenbergbau, Supplement S. 413.

Druckpumpe angeschlossen sein kann, während die Krummse *b c* die Gestänge der weiter unten liegenden Hubpumpen bewegen; die unterste Hubpumpe ruht mit dem Saugrohre auf dem Schachtsumpfe. Neben dieser Pumpe sind zwei Reihen von Hängschienen *s*, an mehreren Stellen mit derselben verbunden, heraufgeführt und oben durch Keile auf dem Rahmen *r* gestützt, der auf den Trägern *t* liegt. Die Hängschienen sind in gleichen Abständen mit Keillöchern versehen. Soll der Satz gehoben werden, so zieht man das Gestänge mittelst einer Winde auf, hängt an den Krummfuss *c* den Blechträger *d* und steckt Keile durch die oberen Löcher in den Hängschienen. Sonach wird durch die Maschine ein Hub vollführt, nach dessen Beendung die Hängschienen sich auf *r* abfangen lassen. Nun lässt man das Gestänge leer niedergehen, steckt die oberen Keile in die nächst tieferen Löcher, hebt wieder an u. s. w.

Diese Einrichtung ist auf der Abendsterngrube bei Rosdzin durchgeführt, wo auf den aus Blech bestehenden Trägern *t* eine Rittingerpumpe gelagert und an deren Rohrgestänge der doppelte Krummfuss befestigt ist, dessen Arm *b* eine tiefer gelegene Druckpumpe, der Arm *c* die unterste, eine Hubpumpe bewegt, welche auf die beschriebene Art gehoben werden kann.*)

Literatur.

Ponson's Handbuch des Steinkohlenbergbaues beschreibt die älteren Methoden des Senkens der Pumpen. Burat's Material des Steinkohlenbergbaues, Supplement, gibt die Bestandtheile einer Senkpumpe; die Zeichnungen der Hütte 1860, Tafel 2, enthalten die detaillirte Darstellung einer solchen Pumpe. Glépin, de l'etablissement des puits de mines, Paris 1867, liefert eine sehr ausführliche Darstellung des Schachtabteufens zu Marles nebst genauer Beschreibung der dabei verwendeten Senkpumpen sammt Zugehör. Serlo's Bergbaukunde, 3. Aufl., 2. Bd., enthält eine gedrängte Darstellung der verschiedenen Methoden des Senkens der Pumpen und das Wichtigste über die einzelnen dazu nöthigen Einrichtungen.

Ueber Senkpumpen von v. Carnall, Hartmann's berg- und hüttenm. Zeitung 1846, 5. Bd., S. 378; über Abteufpumpen überhaupt und insbesondere über Schläucher von Müller, „Erfahrungen" 1851; Schläucher aus Guttapercha, Hartmann's b.- u. h. Zeitung 1851, 10. Bd., S. 822; Pumpe zum Abteufen bei der Grube Ferçé, Annales des mines 1852, 5. Reihe, 2. Bd., S. 227; Schläucher aus Guttapercha, Preuss. Zeitschrift 1855, 2. Bd., S. 364; über Senkpumpen in Westphalen, Revue universelle

*) Preuss. Zeitschrift 1871, 19. Bd., S. 63.

1858, 4. Bd., S. 528; Abteufen mit Perspectivpumpen, „Erfahrungen" 1858, S. 5; das Abteufen der Schächte zu Saint-Saulve bei Anzin von Chavatte, Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1859/60, 5. Bd., S. 532; Notizen über Senkpumpen, Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd., S. 183; Senkpumpen in der Provinz Sachsen, ebendas. S. 118; Notiz über Abteufpumpen, Annales des mines 1861, 20. Bd., S. 283; Pumpen zu St. Léonard, Revue universelle 1861, 9. Bd., S. 413; über englische Abteufpumpen von Serlo, Rohr und Engelhardt, Preuss. Zeitschrift 1862, 10. Bd., S. 56; über Senkpumpen von Nottebohm, ebendas. S 241; über Senksätze in Oberschlesien von Mauve, ebendas. 1864, 12. Bd., S. 4; Senkpumpen mit aussenliegendem Gestänge von Jaritz, „Erfahrungen" 1865, S. 6; über das Abteufen der Schächte im wasserführenden Terrain von Lévy, Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1868, 14. Bd, S. 243; über Rittingerpumpen zum Abteufen von Spoth, „Erfahrungen" 1869, S 12; über Abteufpumpen, Uhland's Maschinen-Constructeur 1870, 3 Bd., S 6; bewegliche Pumpe bei der stabilen Wasserhebung auf der Abendsterngrube bei Rosdzin von Pietsch, Preuss. Zeitschrift 1871, 19. Bd., S. 63; Senkpumpe mit aussenliegendem Gestänge von Bornemann, Freiberger Jahrb. für den Berg- u. Hüttenmann 1872, S. 170; über Abteufpumpen von Beuther, Zeitschrift deutscher Ing. 1874, 18. Bd., S. 370; Broja, über Abteufpumpen in England, Preuss. Zeitschrift 1874, 22. Bd., S. 148; die Tiefbauschächte bei Poremba in Oberschlesien von Schantz, Preuss. Zeitschr. 1875, 23. Bd., S. 232; Senken der Sätze mittelst Winde von Richter, ebendas. S. 252; Senken der Pumpen zu Segeberg von Riehn und Meinicke, ebendas. S. 261; über Abteufpumpen von Odenbach, Zeitschr. deutscher Ing. 1877, 21. Bd., S. 61.

Ueber unterirdische Maschinen zum Abteufen: Handpumpen zu diesem Zwecke von Richter, „Erfahrungen" 1863, S. 6; Jacobi's Dampfpumpe zum Abteufen, Wochenschrift des Oesterr. Ing.-Vereins 1876, 1. Jahrg., S. 198; andere Dampfpumpen dazu, Preuss. Zeitschrift 1869, 8. Bd., S. 185; Oest. Zeitschrift für B.- u. H. 1874, S. 371.

XII. Die sonstigen Wasserhebungs-Apparate.

Als Arbeitsmaschinen der Wasserhebung wurden bisher mit Kolben versehene Pumpen vorausgesetzt, deren verschiedene Constructionen im 1. und 3., zum Theile auch im 9., 10. und 11. Abschnitte geschildert sind. Es erübrigt nun noch die Betrachtung der sonstigen Wasserhebapparate, welche indessen, sowie die Kolbenpumpen hier nicht in ihrer Gesammtheit, sondern nur insoweit berücksichtigt werden können, als sie für bergmännische Zwecke Anwendung finden. Die Einrichtungen, welche zur Hebung des Wassers auf nur geringe Höhen dienen oder sich sonst als nicht entsprechend erweisen, wie Kettenkünste, Schöpfräder, Stossheber u. s. w. sind von der folgenden Erörterung ausgeschlossen.

Wasserhebung am Förderseil.

Bei dieser Methode wird eine gewöhnliche Fördermaschine zur Hebung des Wassers mittelst Gefässen, welche an den Förderseilen hängen, verwendet. Die Maschine ist meistens zum abwechselnden Betrieb der Förderung und Wasserhaltung, selten für den letzteren Zweck allein bestimmt.

Zur Aufnahme des Wassers dienen entweder dieselben Gefässe wie für die Berge, z. B. Tonnen, bei einem Haspel Kübel; oder specielle Behälter, als Tonnen oder Kästen geformt, welche gegen die Fördergefässe ausgetauscht werden, sobald man Wasser heben will; bei der Schalenförderung endlich meistens Wasserwägen, welche auf die Schale geschoben werden.

Die Füllung geschieht durch directes Eintauchen des Gefässes in den Wasserspiegel am Sumpfe, oder aus einem Reservoir durch einen mit Pipe versehenen biegsamen Schlauch, die Entleerung durch Umstürzen oder mittelst Austrittsventil; durch ein untergeschobenes Gerinne wird

die vollständige Ableitung des Wassers gesichert. Dasselbe muss in einem wasserdichten Kanale so weit von der Schachtmündung fortgeführt werden, dass ein Durchsickern in den Schacht thunlichst verhütet ist.

Eine rasche Füllung und Entleerung der Gefässe ist von wesentlichem Einflusse auf das in gegebener Zeit gehobene Wasserquantum, besonders bei Schächten, welche mit einer Führung ausgestattet sind und daher eine grosse Fördergeschwindigkeit zulassen, ferner bei geringer Schachttiefe, indem in beiden Fällen der Aufzug selbst verhältnissmässig wenig Zeit in Anspruch nimmt und eine Verlängerung der zwischen zwei Aufzügen nothwendigen Pause um wenige Secunden die Leistung merklich herabsetzt.

Die Einrichtung für eine Wasserhebung am Seil erfordert, wenn schon wegen Hebung der Berge eine Fördermaschine vorhanden ist oder beigeschafft werden muss, wenig Kosten; es handelt sich dabei nur um Herstellung der Wassergefässe und der Vorrichtung zum Entleeren, eventuell auch zum Füllen derselben. Die Methode eignet sich für schlammiges Wasser wie für reines, sie erspart den Bau der Pumpen, vermeidet das Senken derselben beim Abteufen und macht eine besondere Wasserhaltungsabtheilung im Schachte entbehrlich.

Dagegen ist die Leistung für grosse Wassermengen zu gering, der Wirkungsgrad kleiner als bei Pumpen, nur etwa 0·7 bis 0·8 des letzteren. Der Grund davon liegt in dem Wasserverlust, welcher durch Ueberströmen des schwankenden Gefässes und durch Undichtheit der Ventile entsteht und mit der Förderhöhe wächst. Oft klemmen sich fremde Körper zwischen das Ventil und dessen Sitz, so dass die Tonne sich ganz oder theilweise entleert. Die Betriebskosten werden wegen Abnützung der Gefässe und Förderseile bedeutend.

Im Allgemeinen ist die Einrichtung für stabile Wasserhebung in grösserem Maassstab nicht geeignet und auch selten in Verwendung. Dagegen ist sie am Platze für geringe Wassermenge und für vorübergehenden Zweck, namentlich bei Schachtabteufen, wo es zuweilen genügt, zu Ende der Förderschicht einige Aufzüge zu verrichten, um das gesammelte Quantum zu heben; dann als Aushilfe, wenn die vorhandene Wasserhaltungsmaschine nicht mehr ausreicht. Der von der Fördermaschine in diesem Falle geleistete Succurs hat sich in vielen Fällen als sehr nützlich bewährt. Für stabile Wasserhaltung scheint die Förderung am Seil, selbst in abgesonderten Schächten, nur in Frankreich in Verwendung zu sein, wo diese Methode überhaupt am meisten cultivirt und vervollkommnet wurde.

Wasserziehen am Haspel. Der Haspel wird nur bei ganz geringer Wassermenge und Förderhöhe angewendet, bei Gesenken, Schurfschächten

und beim Niederbringen von Schächten, so lange diese keine grössere Tiefe erreichen. Nicht nur, dass die Menschenkraft überhaupt kostspielig ist, gestaltet sich die Benützung des Haspels auch dadurch unvortheilhaft, dass der Widerstand veränderlich ist, indem das Seilgewicht anfangs hindernd, zu Ende des Aufzuges förderlich wirkt, ferner dass zwischen je zwei Aufzügen ein Stillstand eintritt. Ersteres ist besonders bei grösserer, letzteres bei geringer Tiefe fühlbar.

Als Gefässe für das Wasser dienen Kübel oder Zober.

Behufs Berechnung der Dimensionen des Haspels kann man nach Bornemann*) den mittleren, von einem Arbeiter auf die Kurbel ausgeübten Druck gleich 8 Kil., die Umfangsgeschwindigkeit der Kurbel bei der üblichen Länge von circa $0{\cdot}4^m$ gleich $0{\cdot}75^m$, die tägliche Arbeitszeit zu 8 Stunden annehmen. Die reine Leistung pr. Mann, d. i. das Product aus dem gehobenen Gewicht Wasser in die Förderhöhe, beträgt nach Demselben 135.000 Kil.-M. pr. 8stündige Schicht. Die Kübel fassen 0·06 bis 0·12 Kubikmeter.

Wasserhebung mit dem Fördergefässe. Erfolgt die Förderung in Tonnen, so wird die Wasserhebung zuweilen mittelst derselben Gefässe vorgenommen, ja man hat selbst Berge und Wasser zugleich gefördert und das Gefäss oben auf eine etwas geneigte Unterlage ausgestürzt, welche den Abfluss des Wassers gestattet, während die Berge liegen bleiben. Die Tonnen bestehen aus Holz oder Blech.

Die Füllung erfolgt, wenn am Schachttiefsten kein besonderes Reservoir vorhanden ist, durch Niederlassen der Tonne, welche sich, auf dem Wasserspiegel angelangt, von selbst umlegt. Dabei verschlingen sich leicht die Anhängketten, und beim folgenden Aufholen kommt die Tonne in starke Schwankungen, verliert Wasser und beschädigt die Schachtzimmerung. Vortheilhafter geschieht daher die Füllung durch ein am Boden der Tonne befindliches Ventil, welches sich jedoch nicht anbringen lässt, wenn dieselbe auch zur Förderung gebraucht werden soll.

Zur Entleerung dienen die gleichen Einrichtungen, wie zum Ausstürzen der geförderten Berge. Hie und da werden die Tonnen einfach umgeworfen, was für deren Haltbarkeit nicht eben vortheilhaft ist. Das Ausgiessen erfolgt in einen Holzkasten, von welchem eine Rinne zum Abflusskanale geführt wird.

Ist eine Entleerung der Tonne nächst dem Schachte nicht möglich, so wird dieselbe auf einen Karren niedergelassen, vom Seil gelöst und bis zum Entleerungsplatze geführt. Die Entleerung geschieht durch Umstürzen. Hierzu hatte man in England, dann auch am Bismarckschachte

*) Freiberger Jahrbuch 1872, S. 158.

der Königshütte und den Porembaschächten zu Zabrze die in Fig. 1182 skizzirte Einrichtung. Die Bahn, auf welcher der Karren *k* mit der Tonne *w* fortgeführt wird, ist am Ende abwärts geneigt; der Karren rollt auf dem geneigten Theil selbstthätig nieder und wird durch die Aufbiegung der Schienen zurückgehalten, während die Tonne vermöge der erlangten lebendigen Kraft auf zwei entsprechend ausgerundete Holzlager *l* umstürzt und dabei in die punktirte Stellung gelangt. Es sind aber dann zwei bis drei Arbeiter nothwendig, um die schwere Tonne wieder auf den Karren zu heben und letzteren auf die ebene Bahn zurückzuziehen. Auch halten die Tonnen diesen Process nicht lange aus.

Entschieden zweckmässiger ist es, die Tonne mit zwei nahe ober dem Schwerpunkte angebrachten Drehzapfen zu versehen; diese werden auf zwei an dem Karren befindliche genügend hohe Lager niedergelassen und dann ist die zur Entleerung erforderliche Drehung leicht auszuführen.

Früherer Zeit wurden Säcke oder Schläuche aus Leder (Pilgen) zum Wasserziehen verwendet.

Tonnen zur Wasserhebung. Besser sind besondere Tonnen zur Wasserhebung vorzurichten. Diese können ein Bodenventil erhalten, welches sich beim Niederlassen der Tonne auf das Wasser selbstthätig öffnet, beim Aufholen wieder schliesst. Die gewöhnliche Einrichtung zur Entleerung ist in Fig. 1179 dargestellt. Ein Wagen *k*, dessen Kasten in eine Lutte *l* endigt, steht, so lange die Förderung dauert, seitwärts in Bereitschaft. Auf demselben befindet sich die Wassertonne *w*. Soll Wasser gezogen werden, so entfernt man die Fördertonne von dem Seil, schiebt den Wagen unter und befestigt die Wassertonne am Seil. Dieselbe wird etwas angehoben, der Karren weggezogen, die Hängbank geöffnet und die Tonne eingelassen. Nachdem diese gefüllt bis ober den Tagkranz aufgezogen ist, schiebt man den Karren unter und lässt die Tonne auf denselben nieder, wobei das mit einem langen, nach unten vorragenden Stiele versehene Ventil sich selbstthätig öffnet und das Wasser zwischen zwei am Boden befestigten Holzstücken durch die Lutte *l* in den Kanal *s* abfliessen kann. Nach Bedarf muss man eine Rinne unter die Lutte schieben. Ist die Tonne entleert, so wird dieselbe angehoben, der Karren zurückgezogen, die Tonne wieder eingelassen u. s. w. Da die Förderung mit zwei Tonnen erfolgt, wird der Karren abwechselnd unter die eine und die andere von denselben geschoben. Der Schacht muss, wie überhaupt bei der Förderung mit Tonnen, mit einem Abschlusse, einer Hängebank versehen sein.

Construction der Tonnen. Das den Tonnen zu gebende Volum hängt von der Stärke der Maschine, der Durchmesser vom Querschnitte

der Förderabtheilungen ab. Um diesen besser auszunützen, erhalten die Tonnen auch einen elliptischen Querschnitt. Das Volum steigt bis auf 2 Kubikmeter. Die Dauben werden am besten aus Buchenholz gefertigt, welches sich im Wasser gut hält und weniger spröd ist als Eichenholz. Blechtonnen sind auch in Anwendung, bei sauren Wässern jedoch nicht vortheilhaft.

Die Holztonnen werden mit Reifen beschlagen; am oberen und unteren Ende kommen stärkere Reife, auch werden solche an beiden Enden und in mittlerer Höhe an der Innenseite angebracht. Die Reife werden häufig angenagelt oder durch Schrauben mit versenkten Köpfen befestigt, deren Muttern sich an der Innenseite befinden. Da die Gewinde der Schrauben einrosten, sollen Nägel besser entsprechen. Wegen Anstreifens an die Schachtzimmerung sind Vorragungen an der Oberfläche thunlichst zu meiden.

Fig. 1161 zeigt eine sehr solid armirte Tonne von 1·7 Kubikmeter Fassung, 2·35^{m} Höhe, 1·05^{m} Durchmesser in der Mitte und 0·8^{m} an den Enden. Die Dauben sind 0·03^{m} dick, die Stärke der Reife beträgt 6^{mm}, die Breite 80^{mm} und bei den an den Enden der Tonne befindlichen Reifen 100^{mm}. Zur Verbindung mit dem Seil dienen 4 Schienen *a*, welche bis auf mehr als $^{3}/_{4}$ der Höhe der Tonne herabreichen, oben umgebogen, flach ausgehämmert und dann an der Innenseite der Tonne, wie punktirt angedeutet, gekrümmt sind, damit dieselben an mehreren Dauben festgenagelt werden können. An die 4 Bügel, welche durch die Schienen *a* gebildet sind, schliessen sich 4 Schurzketten, welche zum Seil zusammenlaufen. Zwischen den Hängschienen befinden sich noch 4 andere Schienen.

Statt der Ketten, welche beim Niederlassen in das Wasser sich leicht verwickeln und dadurch Störungen herbeiführen, verwendet man besser zwei steife Bügel, welche am Scheitel sich kreuzen und dort von dem Hängbügel der Schurzkette umfangen werden, wie Fig. 1180 zeigt.

Bodenventil. Für dieses ist ein grosser Durchmesser wegen rascher Füllung der Tonne vortheilhaft. Die Weite der Ventilöffnung beträgt $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{3}$ des grössten lichten Durchmessers der Tonne.

Man verwendet meist Tellerventile, welche besser als Klappen entsprechen. Sie werden aus Eichenholz mit einer Auflage aus Leder hergestellt und durch einen herumgelegten Eisenstreif verstärkt. Da sie dessenungeachtet zuweilen brechen, hat man auch Scheiben aus Gusseisen, deren nach unten vorspringender Rand auf einem mit Leder bekleideten Sitze ruht. Der Sitz ist aus Holz, für hölzerne Ventile mitunter aus Gusseisen.

Fig. 1162 zeigt ein gebräuchliches Bodenventil *v*, wie es bei der Tonne Fig. 1161 angeordnet ist. Dasselbe besteht aus zwei Scheiben Eichenholz, welche auf einer Verstärkung der Ventilstange liegen, durch einen Keil befestigt sind und eine Lederscheibe zwischen sich fassen. Der Ventilsitz, dessen Breite oben 1·5 bis 2 Centim. beträgt, besteht ebenfalls aus Eichenholz und wird am Boden der Tonne durch Schrauben befestigt, welche zugleich die Holzblöcke *b* festhalten. Diese dienen der Tonne zur Unterlage, wenn sie behufs der Entleerung niedergelassen wird, wobei die Ventilstange zuerst aufstösst, das Ventil sich hebt und das Wasser zwischen den Hölzern *b b* frei abfliesst. Die Führung der Ventilstange erfolgt durch zwei Flachschienen *f*, welche an den Wänden der Tonne festgeschraubt sind.

Der Stiel des Ventiles klemmt sich öfters, wird auch gebogen oder zerbrochen. In dieser Hinsicht entspricht besser die Construction Fig. 1163 und 1164.*) Das Ventil ist wieder eine Holzscheibe, an welche unten eine Lederplatte angelegt ist, die mittelst eines flachen Eisenringes und vier Schrauben befestigt wird; oben sind zwei sich kreuzende Schienen *a* angebracht, welche die Holzscheibe verstärken und nebstdem zur Führung dienen, indem sie an den Enden durchlocht sind und an den festen Führungsstangen *b* gleiten. Splinte in den letzteren begrenzen den Hub. Der Sitz ist durch den Boden der Tonne selbst ohne besondere Armirung gebildet. Der Kasten des Wagens, auf welchen die Tonne behufs der Entleerung niedergelassen wird, ist dabei von rundem Querschnitt und mit einspringenden radialen Leisten versehen, zwischen denen die Tonne herabgleitet, und zwar stets an die gleiche Stelle. Auf dem Boden des Wagenkastens sind zwei Balkenstücke befestigt, auf welche die Tonne sich aufsetzt und nebstdem in der Mitte ein höheres Holzstück, welches das Ventil aufstösst. Der Austritt des Wassers erfolgt durch eine Seitenöffnung des Wagenkastens mit angesetzter Lutte.

Tonnen für enge Schächte. Bei Schächten von kleinem Querschnitt hat man in Frankreich Tonnen von grosser Länge, z. B. 6^{m} bei $0·8^{m}$ Durchmesser in der Mitte und $0·75^{m}$ an den Enden. Diese Form setzt eine genügende Tiefe des Wassers im Schachtsumpfe voraus. Im Uebrigen ist sie für die Leistung vortheilhaft, weil die niedersinkende Tonne wegen ihrer kleineren Basis rasch in das Wasser eindringt und die Entleerung ebenfalls kürzer dauert, weil die mittlere dabei wirksame Druckhöhe grösser ist.

Fig. 1167 zeigt eine solche Tonne aus Blech*), welche 5^{m} Länge, in der Mitte 0·8, an den Enden $0·75^{m}$ Durchmesser und 3^{mm} Blechstärke

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1861/62, 7. Bd., S. 621.

besitzt. Das Mittelstück besteht aus einer einzigen Blechtafel von 4^{mm} Stärke, welche nach aussen gewölbt ist. Die Nietreihen können daher nicht an der Zimmerung streifen, was für diese nachtheilig wäre. Da die Längsnaht *a* unvermeidlich ist, wird neben derselben eine Schiene von halbrundem Querschnitt *b* befestigt, welche die Berührung der Zimmerung mit dieser Naht verhütet. Der Boden erhält nach Fig. 1168 einen umgestülpten Rand und dieser wird an die Seitenwände angenietet. Das Gewicht dieser Tonne beträgt 272 Kil., die Fassung 1·5 Kubikmeter.

Bei Gewältigung des erträNkten Carnallschachtes bei Zabrze benutzte man, um zwischen den vorhandenen Pumpenbestandtheilen leichter durchzukommen, ein Gefäss in Form eines langen Cylinders aus Kesselblech, dessen unteres Ende nach Fig. 1172 kegelförmig gestaltet ist. An dem Kegel sind zahlreiche Oeffnungen für den Durchgang des Wassers angebracht. Die Klappenventile *v* öffnen sich beim Aufsetzen des Cylinders auf den entsprechend geformten, untergeschobenen Karren, indem die Stange *s* zuerst dessen Boden berührt.

Kästen. Wasserkästen von viereckigem, mitunter elliptischem Querschnitt, aus Blech oder Holz gefertigt, mit einer Fassung bis zu 3 Kubikmeter, kommen in Verwendung, wenn im Schachte eine Führung vorhanden ist; erfolgt die Förderung mittelst Schalen, so werden behufs der Wasserhebung die genannten Kästen an deren Stelle substituirt. Die Leitsparren erhalten bewegliche Einsatzstücke, um den Kasten leicht aus der Führung entfernen zu können. Der Boden wird öfters dachförmig gestaltet, wobei der Kasten rascher in das Wasser eindringt. Da wegen der Führung keine Hängebank vorhanden ist, kann kein Karren behufs der Entleerung auf die Schachtmündung geschoben werden; man verwendet zu diesem Zwecke bewegliche Lutten. Auch erzielt man ein seitliches Austragen, indem das Entleerungsventil an einer der Wände, nahe dem Boden, statt an diesem selbst angebracht und als Klappe construirt wird, damit es sich selbstthätig schliesst; ausserdem ist wegen rascherer Füllung meist noch ein Bodenventil vorhanden.

Das Entleerungsventil wird mittelst Zugstange und eines Hebels, der ober dem Kasten liegt, geöffnet; das Wassergefäss ruht dabei auf der Aufsetzvorrichtung, welche zu diesem Zwecke auch dann hergestellt wird, wenn der Schacht nicht zugleich zur Schalenförderung dient. Will man jedoch einen möglichst raschen Vorgang erzielen, so lässt man die Entleerung s e l b s t t h ä t i g stattfinden, indem der Hebel, welcher das Ventil

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1861/62, 7. Bd., S. 620.

öffnet, gegen eine feste Widerlage stösst. Die Aufsetzvorrichtung ist dabei entbehrlich, die Entleerung beginnt in dem Momente, wo der Kasten am Tagkranze anlangt, und sowie dieselbe beendet ist, kann der Kasten sofort wieder eingelassen werden.

Fig. 1165 *) zeigt einen hölzernen Wasserkasten; um denselben leicht aus der Führung zu bekommen, sind in einem Abstande, welcher der Entfernung der Führungsbacken *b* gleichkommt, in den Leithölzern *l* Einlagen *e* durch Schrauben befestigt. Die Construction des Kastens ist aus Fig. 1166 im Verticalschnitte ersichtlich. Die Wände bestehen aus 3 ^{cm} starken, 10^{cm} breiten, gut verspundeten Brettern, welche durch Schrauben mit drei Rahmen *r* verbunden sind; die Balken der letzteren sind an den Ecken überblattet und ebenfalls durch Schrauben verbunden. Ebenso ist der Boden zusammengesetzt und befestigt. Der Kasten hat oben 1, unten 1·03^{m} im Quadrat, daher eine etwas pyramidale Form, um die zur Verstärkung dienenden Eisenreife fest aufziehen zu können. Die Befestigung am Seil erfolgt ohne Ketten durch die quadratische, 0·04^{m} starke Hängstange *l*, welche oben und unten durch Balken *n* gesteckt, mittelst Bund und Schraubenmutter befestigt ist. Der Bund am oberen Ende hat grösseren Durchmesser; über denselben sind, beiderseits der Stange *l*, eiserne Bügel gelegt und durch Schrauben und eine Gegenplatte festgehalten. Da auch die Riegel *n* mit den Rahmen *r* verschraubt sind, so bleibt der Kasten am Seil hängen, wenn auch innerhalb desselben die Stange *l* bricht.

Zur Entleerung dient die Klappe *a*, zur Füllung *e* und nebstdem auch *a*. Beide Klappen sind 0·2^{m} breit, 0·6^{m} lang und bestehen aus je zwei Schichten Eichenholz mit zwischenliegender Lederplatte, die zur Dichtung und zugleich als Charnier dient. Als Ventilsitze fungiren viereckige Rahmen, welche zum Theil durch die Hölzer *r* selbst gebildet sind. Die Oeffnung der Klappe *a* erfolgt beim Aufgange selbstthätig, indem der Hebel *h*, Fig. 1165, gegen eine feste Widerlage *w* stösst; an den Hebel *h* schliesst sich nach Fig. 1166 eine Zugstange, und diese ist lose durch eine Hülse *x* am Scheitel eines Bügels gesteckt, dessen beide abwärts gerichtete Arme drehbar mit der Klappe verbunden sind. Diese kann sich daher öffnen, ohne dass der Hebel *h* mit bewegt wird; in der Verbindung der Zugstange mit *h* muss etwas Spiel vorhanden sein.

Die Entleerung erfolgt ohne Unterschiebung eines Auffangbeckens, daher das Reservoir, welches das Wasser aufnimmt, möglichst nahe am Schachtstosse liegen muss, damit zu Ende des Abflusses, wo der Druck

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1866/67, 12. Bd., S. 231.

gering ist, nur wenig Wasser vertical in den Schacht zurückfallen kann. Dennoch ist ein solcher Verlust nur schwer zu vermeiden.

Am Schachte Lucy*) bei Montceau-les-mines sind cylindrische Blechgefässe in Anwendung, welche 2·5 Kubikmeter Wasser fassen. Der Hebel, welcher zur Entleerung dient, stösst beim Aufgange gegen einen Rahmen, der vertical geführt ist und sich mit der Tonne aufwärts bewegt, daher auch bei zu hohem Aufsteigen der letzteren das Ventil stets geöffnet bleibt; die Tonne wird auf keine Aufsetzvorrichtung niedergelassen. Durch diese Einrichtungen wurde die Zahl der in einer Stunde gehobenen Tonnen bei 200^m Schachttiefe von 30 auf 50 bis 60 gesteigert, wobei die Wassermenge pr. Secunde $\frac{1}{30}$ bis $\frac{1}{25}$ Kubikmeter beträgt.

Das Zurückfallen des Wassers in den Schacht wird gänzlich vermieden, wenn man nach Fig. 1181 eine bewegliche Lutte l anwendet, welche nach Anlangen des Wasserkastens gegen den letzteren in die gezeichnete Stellung vorgeschoben wird. Nach der Entleerung zieht man die Lutte wieder zurück. Dieselbe kann mit der Aufsetzvorrichtung der Förderschale verbunden und gleichzeitig mit derselben bewegt werden. Der Wasserkasten besteht hier aus Blech und ist mit Rädern ausgestattet, um denselben leichter zum und vom Schachte fortbewegen zu können. Das Ventil wird mittelst eines Handhebels und einer an diesen angeschlossenen Kette bewegt.

Für tonnlägige Schächte sind Wasserkästen mit horizontalem oberen Rande in Verwendung, welche auf Rädern laufen.

Wasserhebung mit der Förderschale. Erfolgt die Hebung der Berge mittelst Förderschale, so verwendet man gegenwärtig meist Wasserwägen aus Blech oder Holz, welche statt der Förderwägen auf die Schale gestossen und mit dieser in das Wasser am Schachtsumpfe eingelassen werden. Die Auswechslung der beiden Gefässe geht dabei am schnellsten vor sich. Die Construction ist dieselbe wie die der Förderwägen, Boden- und Seitenventile werden wie bei den Kästen ausgeführt. Die Höhe soll wenigstens so gross als die einer Etage der Schale sein, oder man muss auf letzterer Widerlagen anbringen, welche verhüten, dass der Wagen beim Einsenken der Förderschale sich von dieser hebt. Ist der Wasserwagen höher als eine Etage der Schale, so macht man die Schienen der oberen Etage beweglich, um nach deren Abnahme den Wagen aufschieben zu können.

Ist die Schale mit einer Fangvorrichtung versehen, so kann beim Eintauchen derselben in das Wasser, da wegen des auftretenden Wider-

*) Burat, Supplément au matériel des houillères, S. 91.

standes das Seil schlaff wird, die Fangvorrichtung in Wirksamkeit kommen und das weitere Niedersinken hemmen. Aus diesem Grunde hat man am Schachtsumpfe die Leitsparren durch eine Eckleitung ersetzt. Durch entsprechend langsames Einlassen in das Wasser wird indessen der genannte Umstand vermieden.

Die Entleerung erfolgt entweder nach Fortführung des Wagens an beliebiger Stelle, oder man lässt diesen auf der Schale und wendet eine bewegliche Lutte an.

Fig. 1177 zeigt eine einfache Methode der Entleerung, wobei der Wasserwagen auf der Schale bleibt. Es ist *S* die eben angelangte Förderschale, *w* der aus Blech bestehende Wasserwagen. Dieser besitzt zwei Bodenventile aus mit Blech armirtem Leder, das eine *a* in Form einer Klappe, welche nur zur Füllung dient, das zweite *b* als Tellerventil construirt, dessen langer Stiel unten durch einen Dreifuss und oben durch eine gelochte Schiene geführt wird. In dieser Stange befindet sich ein Schlitz, in welchen nach der Seitenansicht Fig. 1178 ein Hebdaumen *n* greift, dessen Welle von aussen mittelst des Handhebels *h* bewegt wird. Sobald die Schale angelangt und auf die Aufsetzvorrichtung niedergelassen ist, wird auf der Bahn, welche auch für den Verkehr der Förderwägen dient, ein niedriger Karren *k* vorgeschoben und das Ventil *b* geöffnet; das Wasser läuft über *k* in den Abflusskanal *l*.

Eine andere Vorkehrung, um das Zurückfallen von Wasser in den Schacht zu verhindern, zeigt Fig. 1171. An den Wagen schliesst sich unten ein Lederschlauch *a*, der nahe ebenso breit ist als der Wagenkasten und geringe Höhe besitzt, damit der Ausfluss unter grösserem Druck und durch einen genügenden Querschnitt stattfinde. An denselben schliesst sich eine Blechlutte *b* von entsprechend länglichem Querschnitt, welche mittelst des Hakens *h* aufgehängt und nebstdem durch einen Bügel *c* festgehalten wird, der einerseits um einen verticalen Zapfen drehbar ist, andererseits durch einen ebensolchen Bolzen festgehalten wird. Dabei kann die Lutte sich weder senken noch beim Eintauchen in das Wasser heben. Ist der Kasten am Tagkranze angelangt, so wird der Bolzen herausgezogen, der Bügel *c* seitwärts gedreht und die Lutte *b* umgelegt. Die Füllung erfolgt durch ein Boden- oder Seitenventil.

Noch eine Einrichtung zu demselben Zwecke, welche sich anwenden lässt, wenn das Wasser auf der Seite ausgegossen werden soll, wo sich die Leitsparren der Förderschalen befinden, zeigen Fig. 1174 und 1175. Die Leitsparren *a* der beiden Förderschalen sind unterbrochen und in die Lücken Holzstücke *b* eingesetzt, an welchen eine horizontale Drehungsaxe *c* und eine breite Blechlutte *l* befestigt ist. Ist die Förderschale längs der Leitsparren und der als Ersatz dafür dienenden Hölzer *b* bis

zum Niveau *n* des Tagkranzes gelangt, so wird durch einen dort befindlichen Handhebel *h* die Lutte *l* in die punktirte Stellung gebracht und das Auslassventil des Wasserwagens geöffnet. Der Hebel *h* lässt sich in den beiden äussersten Stellungen fixiren.

Von Blanchet wurden*) sowohl Tonnen als zur Förderung mit Schalen geeignete Wasserwägen mit doppeltem Boden ausgeführt. Fig. 1184 ist die Skizze eines solchen Wagens. Der Kasten ruht auf zwei Langhölzern *d*, an welchen die Lager der Wagenaxen befestigt sind. Die zwei Böden bestehen aus je zwei Lagen gefalzter Bretter; beim unteren Boden ist die obere Bretterlage in die Seitenwände eingelassen, wie bei Tonnen. Der obere Boden ruht auf einem durch Leisten gebildeten Absatze der Seitenwände. Beide Böden sind durch zwischengelegte Hölzer, welche sich ober den Langhölzern *d* befinden, verstärkt. Es ist ein Einlass- und Auslassventil *e a* vorhanden. Ersteres lässt das Wasser in die Tonne eintreten, letzteres wird mittelst Hebel *h* und Zugstange geöffnet, sobald die Schale oben angelangt ist. Das Becken, welches das Wasser aufnimmt, befindet sich unter dem Tagkranz und hart am Schachte; Lutte wird keine untergeschoben, da das Wasser aus dem Kanal unter dem Ventil *a* in einem bogenförmigen Strahle herausschiesst. Doch werden dabei Verluste nicht ganz zu vermeiden sein. Auch Tonnen wurden in ähnlicher Art hergestellt, jedoch nur mit einem, und zwar dem Ventil *a*, welches sich beim Aufgange der Tonne selbstthätig öffnet.

Gleichzeitige Förderung und Wasserhebung. Auf der Grube Anna**) bei Alsdorf (Bezirk Bonn) sollte Förderung und Wasserhebung gleichzeitig durch die vorhandene Fördermaschine stattfinden, ohne den Schacht durch Pumpen zu verbauen. Für die Wasserhebung wurden Blechtonnen, mit zwei Klappen am Boden und mit Fangvorrichtung versehen, angewendet. Das Seil geht durch eine verticale Röhre in der Blechtonne und trägt eine mittelst Schrauben festgehaltene Zwinge aus Holz, welche die Tonne stützt. Am unteren Ende des Seiles hängt die Fördertonne. Beim Niedergange setzt sich die Wassertonne auf eine Unterlage und wird durch einen mit Pipe versehenen Gummischlauch gefüllt. Während dessen wird das Fördergefäss, indem das Seil in der Röhre der Wassertonne weiter abwärts gleitet, bis auf den Schachtsumpf niedergelassen und mit Bergen gefüllt. Beim folgenden Aufgange nimmt die hölzerne Zwinge am Seile die Wassertonne wieder mit. In entsprechender Höhe ober dem Tagkranze sind zwei schräg stehende, um horizontale Axen drehbare und mittelst Hebel bewegliche Lutten ange-

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1861/62, 7. Bd., S. 679.
**) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd., S. 66.

bracht, welche nach Anlangen der Wassertonne unter diese geneigt werden; die Tonne wird auf die Luttenmündungen niedergelassen, die Klappen öffnen sich und das Wasser fliesst nach zwei entgegengesetzten Seiten über die Lutten ab, während weiter unten, unmittelbar am Tagkranze, die Fördertonne entleert wird.

In den erwähnten Wasserkasten in der Grube wird das Wasser vom Sumpfe durch eine Hubpumpe geliefert, an deren Gestänge sich ein Seil anschliesst, das bis zur Mündung des Schachtes und von dort über eine Rolle zu einer Kurbel geführt ist, welche sich am freien Ende der Welle befindet. Es ist wohl selbstverständlich, dass man solche Vorrichtungen nur unter besonderen Umständen wählen wird.

Wasserhebung durch directen Dampf- oder Luftdruck.

Lässt man in einem Cylinder den Dampf unmittelbar auf das zu hebende Wasser wirken, so ist dadurch ein Apparat geschaffen, der gegen eine Dampfpumpe eine bedeutende Vereinfachung zeigt; Dampf- und Pumpenkolben nebst zugehörigen Theilen fallen weg, der Cylinder der Kraft- und der Arbeitsmaschine vereinigen sich zu einem einzigen Behälter, und es ist nur eine Vorrichtung nothwendig, damit der Cylinder sich stets wieder von Neuem mit zu hebendem Wasser füllt, und eine Steuerung, um abwechselnd Dampf zu- und abzuleiten.

In gleicher Art kann der Betrieb durch Luft erfolgen, und es theilen sich die betreffenden Einrichtungen in zwei Gruppen, indem entweder Luft comprimirt wird und wie oben der Dampf wirkt, oder die Kraftmaschine pumpt die im Steigrohr vorhandene Luft weg und der atmosphärische Druck treibt das Wasser nach.

Wasserhebung durch comprimirte Luft. Die älteste Anwendung directen Luftdruckes zur Wasserhebung findet sich bei Höll's Luftmaschine*), welche im Jahre 1753 auf dem Amaliaschachte bei Schemnitz erbaut wurde und hier kurz erläutert werden soll, da sie ihrer Zeit eine gewisse Rolle spielte. Das Princip derselben ist in Fig. 1169 dargestellt. Hier dient der Druck einer Wassersäule zur Verdichtung und Fortschiebung der Luft. Es ist E das Einfall-, A das Abflussrohr für das Kraftwasser, c der Druckcylinder; an diesen schliesst sich das Rohr l, welches die verdichtete Luft dem Arbeitscylinder p zuführt. Ferner ist S das Rohr, durch welches das zu hebende Wasser in den Cylinder p tritt, und D das Steigrohr. Zur Steuerung sind die gezeich-

*) Beschreibung der Maschinen des Schemnitzer Bergbaues von Poda, Prag 1771; Delius Bergbaukunst, Wien 1773.

neten 6 Hähne nothwendig, welche von zwei bei *c* und *p* aufgestellten Kunstwärtern bewegt werden. Im Steigrohre *D* befindet sich ein Ventil, das sich gegen oben öffnet und das Zurückfallen des Wassers verhütet.

Um den Apparat in Gang zu setzen, werden die nächst dem Arbeitscylinder *p* befindlichen Hähne geöffnet, so dass *p* sich mit Wasser füllt, wobei die Luft durch *d* entweicht. Sobald bei *d* Wasser zum Vorschein kommt, werden *d* und *e* geschlossen und auf ein gegebenes Signal öffnet der oben beim Druckcylinder *c* postirte Wärter die Hähne *h* und *i*, was dadurch erleichtert ist, dass die Hebel der (in der Ausführung parallel gestellten) Hähne durch eine Kette verbunden sind.

Nun strömt Einfallwasser durch *E* nach *c*, die Luft im oberen Theil von *c* und im Rohre *l* wird so lange verdichtet, bis ihre Spannung den Druck im Steigrohr *D* überwindet und das Wasser aus *p* durch *D* aufsteigt. Ist der Arbeitscylinder entleert, was der oben aufgestellte Kunstwärter an dem Austritt von Luft durch *D* erkennt, so schliesst derselbe die Hähne *h i* und öffnet *f g*; das Wasser aus *c* fliesst ab und wird durch Luft ersetzt, welche durch den Hahn *g* einströmt. Sonach werden *f g* wieder geschlossen und *h* geöffnet, damit die im Rohre *l* und im Arbeitscylinder enthaltene verdichtete Luft expandirt und theilweise zurückströmt. Hierauf öffnet der unten befindliche Wärter wieder die Hähne *d e* u. s. w.

Das Gefälle des Kraftwassers muss die Förderhöhe des zu hebenden Wassers um so viel übertreffen, als die Nebenhindernisse betragen; da abgesehen von diesen der Druck pr. Flächeneinheit durch die Luft unverändert übertragen wird, so kann ein Mehrbetrag an Gefälle nicht ausgenützt werden und wird sich nur durch grössere Geschwindigkeit, also grössere Leistung in gegebener Zeit äussern, jedoch natürlich auf Kosten des Wirkungsgrades. Erheblich wird der letztere durch den Umstand herabgesetzt, dass die zur Compression der Luft aufgewendete Arbeit grossentheils verloren geht. Von dieser wird nur ein Theil gewonnen, wenn man nach Füllung des Druckcylinders *c* den Hahn *h*, wie erwähnt, öffnet und dann wieder schliesst, bevor der Arbeitscylinder mit Wasser gefüllt wird. Durch das Zurückströmen der Luft wird nämlich die Spannung in *c* über die atmosphärische erhöht, also ein Theil der Verdichtungsarbeit geleistet. Beim folgenden Einströmen von Kraftwasser erreicht daher die Luft früher die erforderliche Spannung, das Aufsteigen des Grubenwassers im Rohre *D* beginnt ebenfalls früher, und es kann mehr solches Wasser gehoben werden, wenn nur das Volum des Cylinders *p* hinreichend gross ist.

Endlich ist der Apparat, weil mit Handsteuerung versehen*), für die Anwendung im Grossen nach dem gegenwärtigen Stande der Maschinentechnik nicht wohl geeignet.

Dagegen kann derselbe sich immerhin für vorübergehenden Zweck und kleinere Leistung als vortheilhaft erweisen, namentlich wenn eine Luftcompressionspumpe für den Betrieb von Förder- oder Gesteinsbohrmaschinen vorhanden ist; es reducirt sich dann die Anlage auf den Arbeitscylinder nebst zugehörigen Röhren und wird daher höchst einfach. In der That sind zwei solche Wasserheb-Einrichtungen auf der Grube Sulzbach-Altenwald zur Verwendung gekommen**); dieselben sind dem Principe nach ganz wie der Arbeitsapparat in Fig. 1169 ausgeführt, das Rohr *l* steht mit der Leitung für die comprimirte Luft in Verbindung, das Ventil im Steigrohre *D* ist weggelassen. Man öffnet zuerst blos die Hähne *d* und *e*, um den Arbeitscylinder zu füllen; nach Schluss derselben wird ein in *l* angebrachter Hahn geöffnet, so lange bis bei der Mündung des Steigrohres *D* Luft auszutreten beginnt; dann schliesst man den Hahn in *l*, öffnet *d* und *e*, um den Cylinder von Neuem zu füllen u. s. w. Ein besonderer Maschinenwärter ist nicht angestellt, da der bei einem Lufthaspel beschäftigte Wärter mittelst einfacher Transmission die Hähne bewegt.

Bei dem zweiten dieser Apparate wurde die Druckhöhe über das der Spannung der Luft entsprechende Maass gesteigert, indem man in die Steigröhre gleichzeitig mit dem Wasser auch Luft eintreten liess, so dass das specifische Gewicht des Gemenges herabgesetzt wurde und daher die Höhe der Drucksäule vergrössert werden konnte.

Bei der Luftmaschine von Darwin sind mehrere Sätze über einander angeordnet, welche sich das Wasser zuheben. Auch gehören hierher die Luftmaschinen von Detrouville und von Spear. Bei der letzteren steht der Arbeitscylinder im Wasser, damit er sich von selbst füllt, und ist eine Selbststeuerung vorhanden. Auf das Gleiche laufen die Vorschläge von d'Ablaing hinaus. Alle diese Apparate haben keinen Anklang gefunden.

Wasserhebung durch Verdünnung der Luft. Da bei dieser Einrichtung der Luftdruck die unmittelbar wirksame Kraft ist, so muss die Förderhöhe kleiner sein als die Druckhöhe einer Atmosphäre, und um das Wasser aus grösserer Tiefe zu heben, sind mehrere Sätze nothwendig,

*) Rühlmann beschreibt in der allg. Maschinenlehre, 4. Bd., S. 580, eine Luftmaschine mit Selbststeuerung nach einem im Polytechnikum zu Hannover befindlichen Modell.

**) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd., S. 32.

welche in geringerem als dem Abstande von 10 Metern auf einander folgen. Dieser Umstand macht das Princip für die bergmännische Wasserhaltung unannehmbar, da seine Durchführung ungeachtet der Ersparung der Gestänge zu complicirt und kostspielig wird.

Es sind hierher zu rechnen die pneumatische Maschine von Hagen, dann Baudot's Pumpe. Bei den Apparaten von Zaronbine und George sollen Verdünnung und Verdichtung der Luft combinirt zur Verwendung kommen; beide sind aber ebenfalls zu complicirt.

Wasserhebung durch unmittelbaren Dampfdruck. Der Hauptübelstand dieser Methode besteht in der starken Condensation, welche selbst dann eintritt, wenn der Dampf durch einen Schwimmer gegen die unmittelbare Berührung mit dem Wasser geschützt ist, und in dem Cylinder eine Wasserschicht constant verbleibt, welche sich höher erwärmt und der Abkühlung der Wände entgegenwirkt. Ferner dürfte sich Expansion nur in beschränktem Masse anwenden lassen, da die Schwungmassen fehlen, um eine zu grosse Beschleunigung des zu hebenden Wassers durch den anfänglichen Volldruck zu vermeiden, welche hydraulische Stösse und wieder einen grösseren Effectsverlust durch Nebenhindernisse zur Folge hätte. Aus beiden Ursachen wird der Dampfverbrauch sehr gross.

Bei einigen Apparaten dieses Systems wird der Dampf nach erfolgter Druckwirkung condensirt und dadurch das Ansaugen des Wassers ermöglicht; die Hebung des letzteren über die Saughöhe ist der durch diese Condensation erzielte Gewinn. Andererseits wird der Behälter dadurch mehr abgekühlt und auch von dem frischen Dampfe mehr condensirt. Die Förderhöhe muss kleiner sein, als es der Dampfspannung entspricht, also bei 4 bis 5 Atmosphären Ueberdruck kleiner als 40 bis 50 Meter.

Es gehören hierher die Vorrichtungen von Savery, Schwestka, Rittinger, dann die Montejus, welche in Zuckerfabriken verwendet werden. In den Vigier-Bädern zu Paris erfolgt die Wasserhebung durch directen Dampfdruck.*) Am meisten Verbreitung haben wegen compendiöser Einrichtung und vollkommen selbstthätiger Wirkung die Pulsometer gefunden.

Savery's Dampfmaschine. Dieser auch hydraulische Dampfmaschine genannte Apparat gehört zu den ältesten Dampfmaschinen überhaupt.**) Er besteht aus Saugrohr, Steigrohr und zwei dazwischen befindlichen Ventilen, welche als Saug- und Druckventil fungiren. In den Raum zwischen beiden Ventilen mündet das vom Dampfkessel kommende Rohr, in welchem ein grösserer Behälter eingeschaltet ist, der

*) Zeitschrift des Oesterr. Ingenieurvereins 1870, S. 51.

**) Siehe Rühlmann's allgemeine Maschinenlehre, 1. Bd., S. 399.

den Arbeitsraum bildet. Die Steuerung erfolgt von Hand durch Hähne. Man lässt zuerst Dampf in den erwähnten Behälter, dann von aussen aus dem Steigrohre Wasser auf denselben strömen. Zufolge der Condensation saugt der Behälter Wasser an; nun wird der Wasserhahn geschlossen, der Dampfhahn geöffnet und durch den einströmenden frischen Dampf das Wasser in das Steigrohr gedrückt. Dann öffnet man wieder den Wasserhahn, um von Neuem Condensation einzuleiten u. s. w. Später wurde diese erste Einrichtung vervollkommnet, sie erwies sich jedoch wegen zu grossen Brennstoffverbrauches und da sie die bedeutende Förderhöhe in Bergwerken nicht zu bewältigen gestattete, als nicht entsprechend.

Schwestka's Dampfpumpensatz. Bei diesem vom Ingenieur Schwestka construirten Apparat*) ist eine selbstthätige Steuerung in Anwendung. Nach Fig. 1173 hat derselbe das Aussehen eines gewöhnlichen Pumpensatzes mit Saugreservoir *R*, Saugrohr *S*, Saugventil *s*, Druckventil *d*, Steigrohr *D* und Pumpencylinder *p*. In diesem befindet sich ein durch ein Gegengewicht *g* ausgeglichener Schwimmer (nicht Kolben) *n*, welcher die directe Berührung des ober *n* einströmenden Dampfes mit dem Wasser verhindert, daher das letztere bedecken, aber nicht dampfdicht schliessen muss und keine Liederung erfordert. Hauptsächlich dient jedoch der Schwimmer für die Umsteuerung.

Strömt ober *n* frischer Dampf ein, so gelangt das Wasser aus dem unteren Theile des Pumpencylinders in das Steigrohr *D*. Kann dagegen der Dampf austreten, so wird durch den hydrostatischen Druck im Saugrohre das Ventil *s* geöffnet, der Cylinder füllt sich mit Wasser und der Schwimmer steigt empor. Der letztere spielt nur in der oberen Hälfte des Cylinders *p*, so dass dieser stets zum Theil mit erhitztem Wasser gefüllt bleibt und weniger Dampf condensirt wird. Das durch Condensation entstandene Wasser gelangt durch den schmalen Raum zwischen Cylinderwand und Schwimmer unter den letzteren.

Die Steuerung ist durch Fig. 1170 in grösserem Massstabe dargestellt. An den Deckel des Cylinders *p* ist ein Schieberkasten angegossen, welchem der Dampf vom Kessel zuströmt. Am Schiebersitze münden zwei Kanäle, deren einer in den Cylinder, der andere zum Abblaserohre geführt ist. Die Kette, welche den Schwimmer mit dem Gegengewicht verbindet, läuft über eine Scheibe, an der zwei Stifte *ac* befestigt sind; an der Welle ist eine zweite Scheibe *o* lose aufgesteckt, mit einem ringförmigen Schlitze versehen, in welchen ein am oberen Ende der Schieberstange befestigter horizontaler Bolzen *r* greift. An der Scheibe *o* befindet sich noch ein Arm mit Gewicht *q*.

*) Erfahrungen 1863, S. 8.

Bei der gezeichneten Stellung strömt der Dampf unter dem Schieber durch in das Ausblaserohr, der Schwimmer steigt empor, die Kette nimmt die grössere Scheibe mit, und diese hebt mittelst des Zapfens *a* den Arm des Gewichtes *q* und dreht daher auch die kleine Scheibe *o*. Ist das Gewicht *q* bis über die Mittelstellung gelangt, so fällt dasselbe in die punktirte Stellung q_1 auf den mittlerweile nach c_1 gelangten Zapfen *c*; dabei erreicht die eine Endfläche des Schlitzes in der Scheibe *o* den Bolzen *r* und bewegt somit den Schieber in die obere Stellung, bei welcher frischer Dampf in den Cylinder tritt, der Schwimmer niedergeht und die Scheibe sich zurückdreht. Nun hebt der Stift c_1 das Gewicht q_1 bis über die Mittelstellung, dasselbe fällt nach *q* auf den Zapfen *a* und die zweite Endfläche des Schlitzes in *o* drückt den Schieber wieder in die gezeichnete Stellung herab. Das Gewicht *q* wirkt daher ähnlich wie der Fallbock bei der betreffenden Wassersäulenmaschinen-Steuerung.

Um die Bewegung des Schiebers nach aufwärts zu erleichtern, besitzt derselbe oben einen breiten Lappen, der beim Aufgange über die Kante des Schiebersitzes hinaustritt, so dass die Berührungsfläche zwischen Schieber und Sitz, folglich die Reibung um so kleiner wird, je weiter der Schieber emporsteigt.

Ein solcher Apparat wurde am Gut-Hoffnungsschachte bei Rappitz aufgestellt; der Cylinder hatte $0{\cdot}26^{m}$ Durchmesser, der Schwimmer $0{\cdot}64^{m}$ Hub; der Dampfüberdruck war $2^3/_4$ Atmosphären, die Druckhöhe der Pumpe vom Ventilkasten bis zum Ausgusse 23 Meter, und es wurden 15 Hube pr. Minute verrichtet. Das Saugwasser hatte $15{\cdot}6^0$, das gehobene beim Ausgusse $16{\cdot}3$ bis $16{\cdot}9^0$ Temperatur.

Durch ein Voreilen des Schiebers und entsprechende Stellung der Stifte *ac* kann auch Expansion erzielt werden. Ferner kann man den Apparat saugend wirken lassen, also in dem Falle anwenden, wo das Saugreservoir tiefer als der Cylinder liegt, indem man beim Aufgange des Schwimmers kaltes Wasser ober denselben einspritzen lässt, um dadurch den Dampf zu condensiren.

Ein zweiter Apparat, bei welchem die Umsteuerung durch einen Hebel erfolgt, den der Schwimmer zu Ende des Hubes in Bewegung setzt, wurde in einer Zuckerfabrik zu Seelowitz in Mähren aufgestellt.

Gegen unterirdische Dampfpumpen ohne Rotation zeigt der Dampfpumpensatz einfachere Construction, doch wird derselbe nur geringe Geschwindigkeit zulassen, daher der Durchmesser des Cylinders verhältnissmässig gross ausfällt; die Länge muss den Hub beträchtlich übersteigen.

Rittinger's Apparat. Auf dem Braunkohlenbergbau zu Neufeld bei Wiener Neustadt wurde der in Fig. 1176 skizzirte Apparat ver-

wendet.*) Vom Cylinder *p* ist dabei ein Gurgelrohr in den Raum zwischen dem Saug- und Druckventil *s d* geführt, an dem Saugrohre ein Schläucher angebracht, da die Vorrichtung beim Schachtabteufen verwendet wurde. Die Steuerung erfolgt von Hand, was den Vortheil gewährt, dass zwischen den einzelnen Huben pausirt, daher die gehobene Wassermenge innerhalb der weitesten Grenzen variirt werden kann. Zur Steuerung dienen drei Hähne: *e* zum Einlassen, *a* für den Austritt des Dampfes und *c* als Einspritzventil, um durch das Röhrchen *r* aus dem Steigrohre Condensationswasser einzulassen.

Man öffnet zuerst die Hähne *e* und *a*, um den Cylinder mit Dampf zu füllen und die Luft auszutreiben. Dann werden *e* und *a* geschlossen, *c* geöffnet. Der Dampf condensirt sich, es wird Wasser gesaugt und der Schwimmer *n* gehoben. Dieser gleitet auf einer äquilibrirten Stange und stösst schliesslich an den Stellring *u*, wodurch die Stange selbst gehoben und dem Wärter bemerklich gemacht wird, dass die Füllung beendet sei. Nun sperrt derselbe den Hahn *c* und öffnet *e*; es strömt frischer Dampf ein und treibt das Wasser in das Steigrohr, der Schwimmer sinkt und stösst gegen einen zweiten Stellring, wodurch das Ende des Niederganges signalisirt ist. Es folgt dann wieder die Oeffnung des Condensationswasserhahnes *c*; früher lässt man jedoch durch *a* so viel Dampf ausströmen, bis die Spannung im Cylinder auf die atmosphärische sinkt, um die folgende Condensation zu erleichtern.

Alle Gehäuse und Röhren mit Ausnahme des kupfernen Saugrohres bestehen aus Eisenblech. Der Cylinder hat 3·2^{m} Höhe und 0·96^{m} Durchmesser, es können mindestens 3 Hube pr. Minute verrichtet werden, bei deren jedem über 2 Kubikmeter Wasser gehoben werden.

Die Vorrichtung entsprach jedoch in der Praxis nicht, indem sie sehr viel Dampf verbrauchte und die Hähne wegen Undichtheit unbequem zu gebrauchen waren. Sie wurde daher wieder abgeworfen.

Von Reška wurde eine ähnliche Einrichtung, doch in noch grösseren Dimensionen, aus mehreren mit Selbststeuerung versehenen Sätzen bestehend, zur Entwässerung der Wieliczkaer Gruben nach dem dortigen Wassereinbruch in Vorschlag gebracht; die Ausführung scheiterte an Nebenursachen.**)

Hall's Pulsometer. Die Construstion dieses vom Amerikaner Hall erfundenen Apparates ist so eigenthümlich, dass dessen Betriebsfähigkeit angezweifelt werden könnte, wäre diese nicht durch zahlreiche, bereits

*) Zeitschrift des Oesterr. Ingenieurvereins 1870, S. 50. Ausgeführt wurde der Apparat von der Maschinenfabrik Daniek & Co. (ebendas. S. 134).

**) Zeitschrift des Oesterr. Ingenieurvereins 1870, S. 134.

ausgeführte Exemplare constatirt. Es fehlt aber bis jetzt eine vollkommen stichhaltige Erklärung der Wirkungsart desselben.

Fig. 1185 und 1186 sind Längen- und Querschnitt, 1187 der Schnitt nach *A B*. Der Dampf strömt durch das Rohr *E* und je nach der Stellung des Kugelventiles *e* in eine der beiden Kammern *p* oder p_1. Am unteren Ende der letzteren sind zwei als Saugventile fungirende Kugeln $s\ s_1$ angebracht, im Saugrohre *S* befindet sich ein Fussventil. Das Saugrohr ist mit einer Art Saugwindkessel *w* in Verbindung; der Untertheil der Kammern $p\,p_1$ steht durch zwei Kanäle von halbrundem Querschnitte $c\,c_1$, Fig. 1187, mit dem kugelförmigen Druckventile *d* in Communication, welches je nach seiner Stellung das Wasser entweder aus *c* oder aus c_1, daher aus der Kammer *p* oder p_1 in das Steigrohr *D* gelangen lässt.

Bei der Stellung Fig. 1185 tritt der wirksame Dampf aus *E* an der Kugel *e* vorüber in die Kammer *p* und drückt das Wasser aus derselben durch den Kanal *c* und neben der Kugel *d* vorüber in das Steigrohr. Ist der Wasserspiegel in *p* bis zur Mündung des Kanales *c* gesunken, so strömt auch etwas Dampf in diesen Kanal, etwas Wasser zurück, es findet eine Mischung beider statt und wird dadurch in *p* die Condensation eingeleitet, die Spannung herabgesetzt.

Während dessen fand in der zweiten Kammer p_1 Condensation und Ansaugen von Wasser durch *S* und s_1 statt; durch das Nachströmen des Wassers wird zuletzt das im Obertheile von p_1 befindliche Gemenge von Luft und nicht condensirtem Dampfe verdichtet, seine Spannung der atmosphärischen mehr genähert, und da in *p* die Spannung durch beginnende Condensation abgenommen hat, so bewegt sich die Kugel *e* in ihre andere Stellung, auf die obere Mündung von *p*.

Nun strömt der Dampf nach p_1 und drückt das Wasser von dort in das Steigrohr, während in *p* wegen begonnener Condensation das Saugventil *s* sich öffnet und Wasser gesaugt wird. Das letztere, in kaltem Zustande emporströmend und ein Aufwallen bewirkend, vervollständigt die Condensation, und der Wasserspiegel steigt so lange, bis wieder die Druckänderung den Wechsel in der Stellung des Ventiles *e* hervorruft.

Die Bewegung des Ventiles *e* ist durch das rasche Vorüberströmen des Dampfes erleichtert, dessen Geschwindigkeit nächst der Kugel bei Beginn der Condensation grösser und dessen Spannung daher eine geringere wird.

Eine stärkere Condensation des Dampfes schon während dessen Einströmung in eine der Kammern $p\,p_1$ ist dadurch verhütet, dass das Sinken des Wassers wegen der grösseren Weite der Kammern verhältnissmässig langsam stattfindet, der Wasserspiegel eben bleibt und erst bei Erreichung der unteren Austrittsöffnung in Wallung kommt. Ferner soll

die Condensation dadurch verhütet werden, dass man in die Behälter $p\,p_1$ Luft eintreten lässt; zu diesem Zwecke sind bei $v\,v_1$ selbstthätige, gegen innen aufklappende Ventile mit regulirbarem Hube angebracht, die sich in der Periode des Ansaugens öffnen. Man nimmt an, dass die Luft in der folgenden Druckperiode sich wegen ihres specifischen Gewichtes zwischen dem Dampfe und dem Wasser ablagere und die unmittelbare Berührung beider verhüte; dies ist wohl nicht richtig, da der zuströmende Dampf das vorhandene Gasgemenge in lebhafte Bewegung versetzen muss.

Jedenfalls erfüllen aber die Luftventile den Zweck, den gleichzeitigen Eintritt der grössten Spannung in der einen und der Condensation in der zweiten Kammer bewirken zu können und dadurch die Umsteuerung zu sichern. Je mehr Luft die Kammern enthalten, desto langsamer wird in der einen Kammer gesaugt und die grösste Spannung erreicht, um so weniger Wasser enthält aber auch die zweite Kammer und um so rascher findet deren Entleerung, folglich der Beginn der Condensation statt. Durch Aenderung des Hubes der Luftventile kann man daher den Eintritt beider Vorgänge reguliren.

Am Behälter *w* ist oben gleichfalls ein selbstthätiges Luftventil angebracht, durch welches die Verluste ersetzt werden. Während in der einen Kammer gesaugt wird, steigt darin die Spannung der Gase ober dem Wasser, welches dadurch in seiner Bewegung gehemmt wird und einen Ausweg in den Behälter *w* nimmt; die Spannung der Luft nimmt dort ebenfalls zu. Bei der Umsteuerung öffnet sich das Saugventil der zweiten Kammer, und es strömt in diese Wasser nicht nur aus dem Saugrohre, sondern auch aus dem Behälter *w*; dabei öffnet sich je nach der eintretenden Spannung auch dessen Luftventil. Hierauf folgt wieder Verdichtung der Luft in *w* u. s. w.

Die neueren Pulsometer erhalten statt der Kugelventile *s d* Gummiklappen, von welchen zwei an den Mündungen der Kanäle $c\,c_1$ angebrachte als Ersatz der Kugel *d* nothwendig sind. Dieselben gestatten erfahrungsmässig eine bedeutend grössere Zahl Hube (Pulsationen), daher eine grössere Leistung. Die Saughöhe soll nicht grösser als 4 bis 5 Meter sein. Die Förderhöhe von 24 Metern gibt bei 4 Atm. Ueberdruck den besten Effect; sie wächst mit der Spannung, aber nicht in einfachem Verhältniss. Der Apparat kann auch nur saugend wirken und dann durch den abgeblasenen Dampf einer Dampfmaschine betrieben werden.

Die grössten Dimensionen der Ausführung sind $2{\cdot}4^{m}$ Höhe, $1{\cdot}9^{m}$ Länge und $1{\cdot}4^{m.}$ Breite; bei 20 bis 30^{m} Förderhöhe ist dann die Leistung 0·08 Kubikmeter pr. Secunde.

Als Vortheile der Vorrichtung werden die Einfachheit, Wohlfeilheit, das geringe Raumerforderniss und die Möglichkeit der raschen Aufstellung

betont und das Pulsometer besonders für das Abteufen empfohlen. Andererseits ist die zulässige Förderhöhe gering und nach angestellten Versuchen der Dampfverbrauch zwei- bis sechsmal grösser als bei einer guten Dampfpumpe, es kann also der Apparat mit den Wasserhebungsdampfmaschinen nicht concurriren und erscheint nur für kleine Leistungen, temporäre Zwecke, und wenn ohnedies ein Dampfkessel vorhanden ist, geeignet. Für das Abteufen zeigt er die Vorzüge, aber auch die Nachtheile der unterirdischen Dampfpumpen.

Das Pulsometer wurde in einigen Gruben zur Anwendung gebracht, wo man mit Anständen bei dessen Betrieb zu thun hatte. Die Ventile functionirten unregelmässig, statt der Einlasskugel für den Dampf brachte man daher eine pendelartige Vorrichtung an, welche regelmässiger ging, doch eine geringere Zahl von Pulsationen zuliess.*) Dagegen war man auf der Braunkohlengrube Hermania bei Reichenwalde über den neuen Apparat sehr befriedigt und beschloss dessen weitere Verwendung nach beendetem Abteufen.**)

Strahlpumpen.

Geschwindigkeit und Spannung einer durch eine Röhre strömenden tropfbaren oder gasförmigen Flüssigkeit stehen in umgekehrtem Verhältnisse; an den engen Stellen des Rohres, wo die Geschwindigkeit grösser ist, sinkt der Druck, und dieser kann durch genügende Verminderung des Querschnittes bis unter die atmosphärische Spannung gebracht, daher mittelst eines seitlich angeschlossenen Rohres Wasser gesaugt werden, welches sich mit der motorischen Flüssigkeit in dem Hauptrohr mischt und von derselben mitgerissen wird. Das Wasser lässt sich auf diese Weise nicht blos ansaugen, sondern auch auf eine Höhe heben, die von der Geschwindigkeit der bewegenden Flüssigkeit, daher von dem Drucke abhängt, welcher die letztere in Strömung versetzt.

Auf diesem bekannten, auch zur Verdichtung und Fortschiebung der Luft realisirten Principe beruhen die Dampf- und Wasserstrahlpumpen u. s. w.

Die Wasserstrahlpumpe stammt von Thomson, welcher den Maximalwirkungsgrad derselben zu 0·18 annimmt. Nagel's Wasserstrahlpumpe bestand in der ersten Ausführung aus einer etwas geneigten, sich allmälig verengenden und dann wieder erweiternden hölzernen Lutte, an deren engster Stelle sich das Saugrohr anschloss und welcher das Wasser

*) Preuss. Zeitschrift 1877, 25. Bd., S. 235.

**) C. Eichler, Ueber Pulsometer. Berlin 1878.

in einem offenen Gerinne zugeleitet wurde. Die später construirten Pumpen sind aus Eisen vollkommener construirt und mit einem Systeme von Trichtern wie die Friedmann'schen und Körting'schen Strahlapparate versehen, um den Stoss des gesaugten Wassers gegen das Kraftwasser zu vermindern.

Adcock's Wasserhebmaschine ist ein Ventilator, welcher in ein heberförmig gebogenes Rohr Luft drückt. Der untere Theil des Rohres steht im Wasser und ist mit Saugöffnungen versehen, an der Austrittsseite befindet sich ein Schirm, gegen welchen das fortgeführte Gemenge strömt und der die Abscheidung des Wassers von der Luft bewirkt.

Für bergmännische Zwecke wurden nur die Giffard'schen, Friedmann'schen und Körting'schen Dampfstrahlpumpen (Injectoren) verwendet. Die Construction dieser anderwärts vielfach, besonders als Speisepumpen benutzten Apparate darf hier als bekannt vorausgesetzt werden. Zur Hebung des Wassers dienen dieselben bei Wasserstationen von Eisenbahnen u. s. w., und sie haben, besonders wo schon Dampfkessel vorhanden waren, beim Abteufen und anderen vorübergehenden Arbeiten mehrfach Eingang gefunden.

Die zulässige Förderhöhe derselben wächst mit der Dampfspannung, jedoch in geringerem Grade als diese; sie beträgt z. B. bei Friedmann's Injectoren bei 1 Atm. Ueberdruck 8^m, bei 5 Atm. 31^m, und wenn man zwei Apparate combinirt, beziehungsweise 15 und 55^m. Die Saughöhe darf nur gering sein.

In Bezug auf kleine Dimensionen, leichte Aufstellung und Einfachheit des Betriebes stehen die Injectoren obenan unter den ähnlichen Vorrichtungen; sie besitzen gar keine bewegten Theile und arbeiten, einmal in Gang gesetzt, ungestört fort. Dagegen ist einleuchtend, dass bei der eintretenden vollständigen Mischung des Dampfes mit dem Wasser der erstere in grosser Quantität condensirt wird. Der Aufwand an Dampf ist daher bedeutend grösser als bei Pulsometern und steigt bis zum 22fachen des Verbrauches für eine gute Dampfpumpe. Die bei der Condensation dieses Dampfquantums abgegebene und die Temperatur des gehobenen Wassers steigernde Wärmemenge wird aber nicht wie bei der Speisung von Dampfkesseln wieder gewonnen oder wie in anderen Fällen dadurch nützlich gemacht, dass sie das Einfrieren des gehobenen Wassers verhütet, sondern sie geht verloren.

In diesen Punkten stimmen alle Urtheile über die für Grubenzwecke verwendeten Injectoren überein, welche letzteren daher stets nur in Ausnahmefällen am Platze sein werden.

Heber.

Princip. Der Heber ist bekanntlich ein nach Fig. 1188 gebogenes Rohr mit offenen Enden, welches einerseits in die zu bewegende Flüssigkeit, im vorliegenden Falle in Wasser taucht, andererseits in die freie Luft ausmündet. Ist dasselbe ganz mit Wasser gefüllt, so fliesst letzteres continuirlich durch das Rohr ab. Es seien $\mathfrak{A}$ die Wasserhöhe, welche dem Drucke einer Atmosphäre entspricht, h_1 die Saug- oder Steighöhe d. i. der verticale Abstand vom Scheitel des Hebers bis zum Spiegel des zu bewegenden Wassers, h die Fallhöhe, d. i. der Höhenunterschied zwischen dem Scheitel und der äusseren Mündung des Hebers, so wirkt im Sinne des Ausflusses die Druckhöhe $\mathfrak{A} - h_1$, entgegengesetzt $\mathfrak{A} - h$, der resultirende, auf Bewegung wirkende Druck ist daher

$$\mathfrak{A} - h_1 - (\mathfrak{A} - h) = h - h_1$$

und die theoretische Ausflussgeschwindigkeit v des Wassers

$$v = \sqrt{2g(h - h_1)},$$

wobei g die Accelaration der Schwere bedeutet.

Soll v einen reellen Werth besitzen, so muss

$$h > h_1$$

sein, also der Abfluss tiefer liegen als die Oberfläche des zu bewegenden Wassers. Wegen mangelnder Cohäsion des Wassers kann ferner die Wassersäule im äusseren Schenkel des Hebers keinen Zug auf die im inneren Schenkel befindliche ausüben, soll also die letztere in Bewegung kommen, so muss die Resultirende der sonstigen auf dieselbe wirkenden Kräfte, also der Unterschied der Druckhöhen $\mathfrak{A} - h_1$ grösser als Null, mithin

$$h_1 < \mathfrak{A}$$

oder die Saughöhe kleiner als die Druckhöhe einer Atmosphäre sein. Ist $h_1 > \mathfrak{A}$, so fällt das Wasser in einem gefüllten Heber, dessen äussere Mündung unter Wasser taucht, in beiden Schenkeln bis auf die Höhe $\mathfrak{A}$ ober den Wasserspiegeln herab und verbleibt sodann in Ruhe; oben entsteht ein luftleerer Raum.

Sonach ist der Heber nicht eigentlich als Wasserhebmaschine anzusehen, sondern als Apparat, welcher das Wasser über eine Höhe von weniger als 10 Metern zu einem Orte schafft, der tiefer liegt als der Ausgangspunkt der Bewegung.

Bei gegebener Saughöhe h_1 wird die Geschwindigkeit des Wassers am grössten, wenn das Wasser im Fallrohre keinen hemmenden Einfluss

auf das Wasser im Steigrohre übt, wenn also

$$h = \mathfrak{A}$$

ist, und es ergibt sich die betreffende Geschwindigkeit v_1 aus der allgemeinen Formel für v

$$v_1 = \sqrt{2g(\mathfrak{A} - h_1)},$$

entsprechend dem Umstande, dass bei mangelndem Gegendruck die auf Bewegung des Wassers im Saugrohre wirkende Druckhöhe gleich $\mathfrak{A} - h_1$ ist. Die grösste Geschwindigkeit tritt also ein, wenn die Fallhöhe h gleich ist der Druckhöhe einer Atmosphäre, und eine weitere Vergrösserung von h ist in dieser Richtung zwecklos, weil zwar das Wasser im Fallrohre dabei eine grössere Geschwindigkeit annimmt, das im Steigrohre befindliche jedoch nicht folgen kann, daher im Fallrohre luftleere Räume entstehen.

Der Werth v_1 wächst, wenn die Steighöhe h_1 abnimmt, und erreicht seinen grössten Werth, wenn h_1 gleich Null ist; daher wird das erreichbare absolute Maximum der Eintrittsgeschwindigkeit

$$v_m = \sqrt{2g\mathfrak{A}} = 14 \text{ Meter}.$$

Durch die vorhandenen Nebenhindernisse ändern sich jedoch die gefundenen Resultate insofern, als die Geschwindigkeit v durch dieselben herabgesetzt wird, daher die Differenz $h - h_1$ grösser sein muss als der aus der Formel für v resultirende Werth, wenn v einen gegebenen Werth erreichen soll; auch tritt die erreichbare Maximalgeschwindigkeit erst bei einer grösseren als der Fallhöhe $\mathfrak{A}$ ein. Desgleichen muss die Saughöhe h_1 merklich kleiner sein als die Druckhöhe $\mathfrak{A}$ einer Atmosphäre. Es wirken diese Hindernisse wie eine Vergrösserung der Saug- und eine Verminderung der Fallhöhe.

Allgemeine Einrichtung. Der Umstand, dass der Heber einen Abfluss erfordert, welcher tiefer als das Niveau des Saugreservoirs liegt, sowie dass die Saughöhe gering ist, beschränkt die Anwendung desselben auf wenige Fälle. Heber dienen zur Entwässerung von Orten, die mit dem Wasserhaltungsschachte nicht durchschlägig sind, von Bohrschächten geringer Tiefe, die an einem Bergabhange liegen, mehrfach insbesondere zur Ableitung des Wassers aus Teichen über deren Damm hinweg, wobei durch letzteren keine Röhren gelegt werden müssen, deren Brüche schon öfters eine Unterwaschung des Dammkörpers herbeigeführt haben.

Wo die Anwendung des Hebers möglich ist, gewährt dieselbe grosse Vortheile gegen andere Apparate zur Bewegung des Wassers. Der Betrieb erfordert keine bewegende Kraft, daher keine Kosten, und geht bei entsprechender Aufsicht continuirlich ohne Hinderniss von Statten. Die

einzige Schwierigkeit bildet die Luft, welche sich bei der geringen Spannung im Obertheil des Hebers entbindet, ansammelt und schliesslich den Gang desselben unterbricht. Durch Luftpumpen oder andere Apparate zur Entfernung der Luft, welche nur von Zeit zu Zeit in Thätigkeit gesetzt werden, lässt sich dieser Uebelstand vermeiden. Bei der Herstellung ist besonders auf luftdichte Verbindung der Röhren zu achten, und auch die Mündung, durch welche der Ausfluss stattfindet, constant unter Wasser zu erhalten.

Eine Heberanlage besteht aus dem verticalen oder stärker geneigten Saug- oder Steig- und dem Fallrohre, dann meist einem zwischen beiden befindlichen, horizontalen oder schwach geneigten Lagerrohre. Um dieselbe in Betrieb zu setzen, muss die Röhrenleitung ganz mit Wasser gefüllt werden. Zu diesem Zwecke ist an der Seite, wo das Wasser einströmen soll, ein gegen das Innere des Rohres sich öffnendes, am anderen Ende ein stellbares Ventil vorhanden. Mittelst einer am höchsten Punkte angebrachten Vorrichtung wird, während beide Ventile geschlossen sind, das Wasser in die Röhrenleitung gebracht und zugleich die Luft ausgetrieben. Ist dies geschehen, so öffnet man das Ventil an der Abflussseite; die Fallhöhe wird wirksam, das Einlassventil öffnet sich von selbst und die Ausströmung beginnt. Das Abflussventil dient auch zur Regulirung der Wassermenge.

Berechnung einer Heberanlage. Ist M die pr. Secunde durch den Heber abzuleitende Wassermenge, l die Länge und d der Durchmesser der Röhren, v die Geschwindigkeit des Wassers in denselben, H die Verticalhöhe vom Spiegel des zu hebenden Wassers bis zum Ausgusse, h_w der Verlust an Druckhöhe durch die Nebenhindernisse und g die Acceleration der Schwere, so hat man

$$(1) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad M = \frac{d^2 \pi}{4} v$$

$$(2) \quad \ldots\ldots \quad v = \sqrt{2 g (H - h_w)}.$$

Die Grösse h_w ist die Summe aus den Verlusten durch Reibung, durch Krümmungen und den Widerstand beim Ein- und Austritt, von welchen nur die beiden ersten berücksichtigt werden sollen. Nach Weisbach kann der aus der Reibung erwachsende Druckhöhenverlust

$$(3) \quad \ldots\ldots \quad h_r = \frac{l}{d} \frac{v^2}{2 g} \left(0{\cdot}0144 + \frac{0{\cdot}0095}{\sqrt{v}}\right),$$

und der Verlust durch eine Krümmung h_k

$$(4) \quad \ldots\ldots \quad h_k = \left[0{\cdot}13 + 1{\cdot}85 \sqrt{\left(\frac{d}{2 r}\right)^7}\,\right] \frac{\beta}{90^0} \frac{v^2}{2 g}$$

gesetzt werden, wobei β der spitze Winkel ist, um welchen das Wasser in seiner Richtung abgelenkt wird, und r der Krümmungshalbmesser der Röhrenaxe. Es ergibt sich mithin

(5) $h_w = h_r + \Sigma h_k,$

wobei Σh_k die Summe der aus allen Krümmungen sich ergebenden Verluste an Druckhöhe bedeutet.

Aus (1) folgt

(6) $d = \sqrt{\frac{4M}{\pi v}}$

und aus (2)

(7) $H = \frac{v^2}{2g} + h_w;$

nach dem Früheren muss v kleiner sein als der Maximalwerth

(8) $v_1 = \sqrt{2g(\mathfrak{A} - h_1)} = \sqrt{2g(10 - h_1)},$

da sonst das im Saugrohre aufsteigende Wasser dem im Fallrohre sich bewegenden nicht mehr folgen kann.

Um nun die Heberanlage zu berechnen, wählt man zuerst einen Werth von v, der kleiner ist als v_1 nach (8), ermittelt d aus (6), h_r aus (3), die Widerstandshöhen h_k der einzelnen Krümmungen aus (4) und den ganzen Verlust an Druckhöhe aus (5); sonach ergibt sich aus (7) die Verticalhöhe H, welche das Fallrohr, vom Niveau des gesaugten Wassers an nach abwärts gemessen, erhalten muss.

Ist diese Höhe beliebig, so wird man der Sicherheit wegen dem berechneten Werthe etwas zugeben. Ist H durch die Localverhältnisse beschränkt, und ergibt sich dieser Werth aus der Rechnung nahe ebenso oder grösser als der nach der Oertlichkeit zulässige, so muss man v kleiner nehmen und die Rechnung wiederholen; hat man dagegen H merklich kleiner erhalten, so kann man v grösser wählen, doch jedenfalls kleiner als nach (8), und dadurch an Rohrdurchmesser sparen. Bei längerer Röhrenleitung nimmt die Reibung den grössten Theil von H in Anspruch, daher man mit der versuchsweisen Berechnung erst dann weiter fortfährt, wenn h_r sich nahe gleich H ergibt.

Zweckmässig ist es, den Durchmesser d der Sicherheit wegen etwas grösser als nach (6) zu nehmen; die vom Heber zu liefernde Wassermenge lässt sich beim Betrieb mittelst des Ausslassventils stets beliebig vermindern.

Die Saughöhe muss jedenfalls merklich kleiner sein als die Druckhöhe einer Atmosphäre, weniger dem Druckhöhenverlust durch Neben-

hindernisse in der Röhrenleitung vom Saugventil bis zum Scheitel des Hebers.

Ist das Wasser durch Röhren noch weiter als über die berechnete Höhe H abwärts zu führen, so nimmt dasselbe eine grössere als die gewählte Geschwindigkeit v an, welche sich jedoch ebenfalls durch das Auslassventil reduciren lässt.

Beispiel. Es sei eine Wassermenge $M = 0.03$ Kubikmeter pr. Secunde durch eine Heberleitung von 480^m Länge abzuführen, in welcher drei rechtwinklige und zwei Richtungsänderungen von je 60^0 vorkommen. Die grösste Saughöhe sei $h_1 = 4$ Meter, die zulässige Fallhöhe gleich 12^m, daher der disponible Werth von H gleich 8 Meter.

Der Maximalwerth der Geschwindigkeit ist nach (8)

$$v_1 = \sqrt{2.9{\cdot}81\,(10-4)} = 10{\cdot}9^m.$$

Nimmt man $v = 3^m$, so wird nach (6) der Röhrendurchmesser

$$d = \sqrt{\frac{4.\,0{\cdot}03}{3{\cdot}14.\,3}} = 0{\cdot}113^m,$$

die Geschwindigkeitshöhe

$$\frac{v^2}{2\,g} = 0{\cdot}459^m,$$

dann nach (3) der Verlust an Druckhöhe durch Reibung

$$h_r = \frac{480}{0{\cdot}113}\,0{\cdot}459\left(0{\cdot}0144 + \frac{0{\cdot}0095}{\sqrt{3}}\right) = 38{\cdot}8^m.$$

Da schon dieser Werth die disponible Druckhöhe von 8 Metern mehrfach übersteigt, ist v viel zu gross angenommen. Setzt man

$$v = 1{\cdot}5^m,$$

so ergibt sich

$$\frac{v^2}{2\,g} = 0{\cdot}1147^m,\ d = 0{\cdot}160^m,$$

$$h_r = 7{\cdot}54^m;$$

nimmt man ferner das Verhältniss zwischen dem Halbmesser der Rohre und dem Krümmungshalbmesser derselben

$$\frac{d}{2\,r} = 0{\cdot}5,$$

so wird nach (4) der Verlust an Druckhöhe durch eine Krümmung

$$h_k = \left(0{\cdot}13 + 1{\cdot}85\,\sqrt{0{\cdot}5^7}\right)\frac{\beta}{90}\,0{\cdot}1147,$$

$$h_k = 0{\cdot}0336\,\frac{\beta}{90}.$$

Da drei Ablenkungen β von 90 und zwei von 60 Graden vorkommen, wird

$$\Sigma\,h_k = 0{\cdot}0336\,\frac{3.90 + 2.60}{90} = 0{\cdot}15^m,$$

also sehr gering, und der ganze Verlust an Druckhöhe nach (5)

$$h_w = 7\cdot 54 + 0\cdot 15 = 7\cdot 69^m,$$

mithin wird nach (7) der nothwendige Höhenunterschied zwischen dem Ausgusse und dem tiefsten Wasserstande im Saugreservoir

$$H = 0\cdot 11 + 7\cdot 69 = 7\cdot 80^m.$$

Da die disponible Höhe 8 Meter beträgt, ist die Geschwindigkeit $v = 1\cdot 5^m$ und folglich der Durchmesser $d = 0\cdot 16^m$ eben zulässig. Will man ganz sicher gehen, so nehme man $d = 0\cdot 17$ bis $0\cdot 18^m$.

Röhren. Bei älteren Hebern hat man Holzröhren verwendet, welche ähnlich wie bei Handpumpen verbunden werden können, jedoch nur bei geringer Saughöhe dicht genug ausfallen. Man hat das horizontale Lagerrohr ganz in Wasser gelegt, um den Eintritt der Luft zu verhüten, Steig- und Fallrohr mit einer Hülle aus Lehm, darauf Stroh und wieder Lehm umgeben. Oeffnungen, von Aesten rührend oder durch Insekten ausgehöhlt, müssen sorgfältig verstopft werden, wozu ein Kitt aus gepulvertem Cement, mit Oel angerieben, empfohlen wird.

Am Ernst-Auguststollen wurden Rohre aus Zinkblech, mit Messingflantschen versehen, benutzt.

Bei den neueren Hebern kommen Gusseisen-, auch Blechrohre vor, die ersteren meist mit Muffenverbindung, weil die Röhrenleitung sich dabei leichter den Unebenheiten des Bodens anschliessen lässt. Nur verticale oder stärker geneigte Steig- und Fallrohre erhalten Flantschen.

Die Flantschen können mit Blei- oder Kautschukringen u. s. w. gedichtet werden. Für Muffen kommt eine Verkeilung mit Holz oder Eisenkitt zur Anwendung. Bei dem Heber zu Raibl wurden versuchsweise viererlei Dichtungen angewendet: Lärchene Dauben und dazwischen eine Ausfüllung mit Keilen erwiesen sich als gut, dauerhaft und sehr billig; Eisenkitt passt wegen grosser Dichtigkeit und Dauer für schwer zugängliche Stellen, ist aber zu wenig elastisch, um Bodensenkungen nachzugeben; die letztere Eigenschaft zeigten Hanfzöpfe mit Minium getränkt, eingestaucht und mit einer $2\cdot 5^{cm}$ breiten eingegossenen und verstemmten Bleischicht bedeckt, wobei auch jede Undichtheit durch Verstemmen sogleich beseitigt werden kann, die Anfertigung jedoch am kostspieligsten ist. Bei einem der Muffe endlich wurde Eisenkitt und darauf eine Bleischicht gegeben, dadurch wieder ein sehr guter Abschluss, aber eine starre Verbindung erhalten.

An der Innenseite der Rohre sollen alle Höhlungen vermieden werden, in welchen Luft stagniren kann. Die letztere bewegt sich am leichtesten in der Richtung des Wasserstromes weiter, daher es vortheilhaft ist, das Lagerrohr gegen das Fallrohr steigen zu lassen und dort den Luftauslass-Apparat anzubringen.

Eintritt des Wassers. Das Steigrohr soll stets einige Decimeter weit unter Wasser tauchen, um so tiefer, je grösser die Eintrittsgeschwindigkeit ist, da sich sonst ein Lufttrichter bildet; die Luft durchbricht in Folge des atmosphärischen Druckes eine zu dünne Wasserschicht und tritt in das Steigrohr ein. Die Einlassvorrichtung ist ein selbstthätiges Teller- oder Klappenventil. Man hat auch einen Schwimmer angebracht, der mittelst Hebel das Ventil mehr schliesst, wenn der Wasserspiegel sinkt.

Fig. 1200 zeigt das Einlassventil des Hebers am Raibler See; dasselbe ist eine Klappe, deren Sitz abgesondert hergestellt und an einem auf das unterste Rohr aufgesetzten Gehäuse befestigt ist.

In Fig. 1198 und 1199 ist die Einlassvorrichtung bei dem Heber des Pilkateiches in Příbram dargestellt. Das $0{\cdot}32^{m}$ weite Steigrohr befindet sich in einem mit Quadern ausgemauerten Schachte und ist in zwei $0{\cdot}24^{m}$ weite Rohre gegabelt, welche sich unten auf $0{\cdot}48^{m}$ erweitern, um dem Eintritte des Wassers durch die Saugventile möglichst wenig Widerstand entgegenzusetzen. Letztere sind gewöhnliche Tellerventile mit einer zwischen der Deckplatte und dem Führungsstück festgehaltenen Lederscheibe. Das Steigrohr ist durch eingemauerte Tragbalken gestützt.

Austritt des Wassers. Auch die Mündung des Fallrohres soll sich stets unter Wasser befinden, um das Aufsteigen von Luft zu vermeiden. Man lässt zu diesem Zwecke das Fallrohr in ein hölzernes oder gemauertes, für längere Dauer am solidesten aus Quadern herzustellendes Becken tauchen, welches mit einem Ueberfall versehen ist, dessen Boden einige Centimeter höher liegt als die Mündung des Fallrohres.

An dem letzteren wird eine mittelst Zugstange bewegliche Sperrvorrichtung angebracht, welche bei der Füllung das Rohr abzuschliessen, beim Betrieb den Abfluss zu reguliren, endlich den Gang einzustellen gestattet. Der Sperrapparat muss sich nicht gerade an der Mündung des Rohres befinden, sondern kann auch an einer anderen Stelle desselben eingeschaltet sein, wegen der Füllung ist aber dann noch ein zweiter solcher Apparat an der Mündung selbst nothwendig. Geschieht die Füllung mittelst Luftpumpe, so genügt eine Regulirungsvorrichtung an einem beliebigen Punkte des Fallrohres.

Die gänzliche Absperrung soll zur Vermeidung eines hydraulischen Stosses thunlichst langsam erfolgen. Beim Heber zu Raibl wurde am unteren Ende des langen Fallrohres ein Sicherheitsventil angebracht, welches sich in der That als zweckmässig herausstellte, da selbst bei sehr vorsichtigem Abschlusse das Manometer noch immer eine bedeutende Steigerung des Druckes zeigte.

Als Sperrapparat dient bei Hebern kleinerer Dimension ein blosser Pfropf oder Kegel aus Holz, der mittelst Hebel stellbar gemacht werden kann, bei vollkommeneren Anlagen ein Ventil oder Schieber.

In Fig. 1193 ist das Auslassventil des Hebers am Raibler See dargestellt, welches am unteren Ende des verticalen Theiles vom Fallrohre *f* angebracht und mittelst Handrad beweglich ist, ähnlich wie die Regulirungsventile bei Wassersäulenmaschinen. Ein Verschluss ist bei dem geringen Druck nicht nothwendig. Bei *l* ist ein Hahn angeordnet, um beim Füllen die Luft aus dem weiter folgenden Rohrstück *r*, welches wenig geneigt ist, auszulassen und deren Eindringen in den oberen Theil des Hebers thunlichst zu verhüten.

Beim Heber des Pilkateiches in Přibram erfolgt die Absperrung durch einen Keilschieber. Fig. 1190 zeigt die Vorrichtung in der Ansicht, zur Hälfte ohne Schieber und Keilplatte *p*, Fig. 1192 im Grundrisse und 1191 im Querschnitte ohne den Schieber. An das horizontal umgebogene, mittelst angegossener Platte auf einem Quader ruhende unterste Fallrohr ist eine mit Arbeitsleisten versehene viereckige Flantsche *q* angegossen. Auf dieser bewegt sich der messingene, an beiden Seitenrändern keilförmig nach unten verjüngte Schieber *s*, welcher durch die Zugstange *z* gehoben oder gesenkt wird. An *q* sind beiderseits von den Arbeitsleisten Stücke Eichenholz *e* und an diese die Platte *p* gelegt und durch Schrauben befestigt. Die Platten *p* besitzen Ansätze mit nach unten zunehmender Dicke, auf deren schrägen Flächen die des Schiebers gleiten. Die Schieberstange hat oben ein Gewinde, und wird durch eine Schraube ohne Ende und ein Zahnrad mit Muttergewinde in der Nabe bewegt. Die Stange muss sehr stark (im vorliegenden Falle 65^{mm}) und gut geführt sein, da der dichte Schluss durch den auf den Schieber abwärts ausgeübten Druck erzielt wird.

Füllung des Hebers. Diese erfolgt durch Einschütten von Wasser in eine für gewöhnlich mit einem Deckel verschlossene Oeffnung des Heberrohres, oder durch Entfernung der Luft aus demselben mittelst einer Luftpumpe; die Füllvorrichtung ist am höchsten Punkte des Heberrohres anzubringen.

Geschieht die Füllung durch Einschütten von Wasser, und ist dieses auf keine andere Weise zu beschaffen, so muss dasselbe zugetragen werden. Weit bequemer ist es, wenn sich in der Nähe ein Wasserlauf befindet, von welchem ein Gerinne bis zum Heber gelegt werden kann. Während der Füllung muss die Luft vollkommen entweichen; dies erfolgt theils durch die Füllöffnung selbst, theils durch die während des Betriebes zum Auslassen der Luft dienenden Apparate, endlich durch Hähne, welche an Stellen angebracht werden, wo die Luft sich nicht leicht

weiter bewegt, also an den horizontalen oder schwach geneigten Theilen der Leitung. Beim Betriebe müssen aber diese Hähne fest angezogen werden, um keine Luft eintreten zu lassen.

Die Anwendung einer Luftpumpe ist in dem Falle, wo kein Wasser zugeleitet werden kann, vortheilhafter als das Zutragen des letzteren. Nur darf die Saughöhe nicht zu gross sein, weil sonst das Auspumpen der Luft zu viel Mühe und Zeit kostet. Um den Heber zu füllen, wird der Sperrapparat geöffnet und die Pumpe in Gang gesetzt; das Wasser steigt, da sich im Steigrohre das Einlassventil selbstthätig öffnet, in beiden Schenkeln des Hebers empor. Sobald die Luftpumpe Wasser abgibt, ist die Füllung beendet und der Heber beginnt seine Thätigkeit. Auch während des Betriebes dient die Pumpe zur Entfernung der sich ansammelnden Luft.

Die beim Heber des Pilkateiches in Přibram verwendete Luftpumpe ist in Fig. 1197 dargestellt. Dieselbe besitzt einen Scheibenkolben, welcher die Luft aus dem am höchsten Punkte des Hebers aufgesetzten Kupferrohre *r* saugt und in den Trichter *t* hebt, der stets mit Wasser gefüllt erhalten wird, um das Druckventil zu dichten. Damit auch die Kolbenliederung während des Ansaugens keine Luft durchlässt, ist die Pumpe in einem ebenfalls mit Wasser gefüllten Behälter aufgestellt und sind am unteren Ende des Pumpencylinders Oeffnungen behufs Circulation des Wassers angebracht. Die Ventile sind sehr leicht hergestellt, der Kolben hat Lederscheiben-Dichtung.

Fig. 1203 zeigt die Luftpumpe der Heberanlage zu Kossow in Galizien. Die Pumpe ist mit Mönchkolben *m* ausgeführt, dessen Stopfbüchse mit Hanfzöpfen gedichtet wird. Das Saugventil, aus Metall bestehend und auf einem Metallsitze ruhend, ist durch einen abwärtsgehenden Stiel geführt. Unter der Pumpe folgt ein Hahn *h*; sperrt man diesen ab, so kann die Luftpumpe zerlegt und reparirt werden, ohne dass der Heber ausser Gang kommen muss. Während des Betriebes sammelt sich die Luft aus dem 8 Centim. weiten Heberrohre *r* in dem Recipienten *R*, aus welchem sie zeitweise durch ein Paar Kolbenzüge der Luftpumpe entfernt wird. Der Zeitpunkt für die letztere Arbeit wird durch einen im Recipienten befindlichen Schwimmer angegeben, an welchen sich ein verticaler Zeiger anschliesst, der in einem auf dem Deckel des Recipienten luftdicht befestigten Glasrohre spielt.

Entfernung der Luft während des Betriebes. Die aus dem Wasser sich entbindende Luft hat einerseits das Bestreben, aufzusteigen, und wird andererseits vom bewegten Wasser fortgeführt; es ist daher, wie schon erwähnt, zweckmässig, wenn das Lagerrohr bis zum Fallrohre ansteigt oder mindestens horizontal liegt, so dass der höchste Punkt des Hebers

sich ober dem Fallrohre befindet. Hier wird dann die Vorrichtung zum Austritte der Luft angebracht.

Am Adolfstollen bei Gersdorf war das Lagerrohr gegen das Fallrohr etwas abwärts geneigt, und in Folge dessen konnte sich die Luft nicht gut dem Wasser entgegen bis zu der ober dem Steigrohre angebrachten Luftpumpe bewegen. Man stellte daher diese ober dem Fallrohre, also nicht mehr ober dem höchsten Punkte des Hebers auf. Um die Luft anzusammeln, wurde das Lagerrohr *l* nach Fig. 1196 über das Abfallrohr *a* hinaus verlängert, das letztere an der Verbindungsstelle erweitert und die Luftpumpe bei *L* angeschlossen. Derselbe Zweck wäre übrigens auch durch ein verticales Aufsatzrohr zu erreichen gewesen.

Ist eine Luftpumpe zur Füllung vorhanden, so dient diese auch zum Auspumpen der Luft beim Betriebe; sonst werden zu diesem Zwecke besondere Apparate an dem oben erwähnten Punkte, nach Umständen auch noch an einer oder der anderen Stelle, am Ende längerer schwach geneigter Röhrentheile angebracht.

Die gewöhnliche, zuerst von Stahlschmidt*) vorgeschlagene Construction eines solchen Apparates zeigt Fig. 1201; er besteht aus einem kugel- oder cylinderförmigen Behälter *a* und einer offenen Schale *b*, welche auf einem an das Heberrohr angeschlossenen Stutzen *s* befestigt sind. In den Verbindungsröhrchen, welche geringen Durchmesser erhalten können (z. B. 2·5 Centim. bei 30 Centim. Durchmesser des Heberrohres), sind Hähne *n o* angebracht. Der untere Hahn *o* ist gewöhnlich offen, so dass die Luft sich im Behälter *a* sammelt. Füllt man nun die Schale *b* mit Wasser, sperrt den Hahn *o* und öffnet *n*, so dringt das Wasser aus *b* nach *a*, während die Luft aus *a* entweicht. Nun wird wieder *n* geschlossen und *o* geöffnet, daher neuerdings Luft nach *a* aufsteigen kann.

Von Stahlschmidt wurde ferner der in Fig. 1183 skizzirte Apparat zur continuirlichen Entfernung der Luft vorgeschlagen. Ein cylindrischer, an beiden Enden kegelförmig gestalteter Behälter *a* wird mittelst der Welle *w* durch einen Motor oder von Hand in langsame Umdrehung versetzt; derselbe bewegt sich in zwei Lagern, welche durch Holzbalken *b* und Schrauben zusammengehalten sind. In der Wand befinden sich zwei Oeffnungen *n o*, von welchen nach je einer halben Umdrehung abwechselnd *n* mit dem zum Heber geführten Schlauch *p*, und *o* mit dem Rohre *q* communicirt, das zu einem Wasserbehälter geführt ist. Somit steht die Kammer *a* abwechselnd mit dem Heber und dem Wasserreservoir in Verbindung. Indessen bedarf es für den Zweck keiner so complicirten Einrichtung.

*) Berg- und hüttenm. Zeitung 1858, S. 394.

Ausgeführte Heberanlagen. Bei mehreren Bohrschächten wurde von Unterberger die in Fig. 1202 dargestellte primitive, aber höchst einfache und wohlfeile Vorrichtung benutzt.*) In den Bohrschacht wird eine hölzerne Handpumpe eingehängt, welche das Steigrohr bildet, und an diese die gleichfalls hölzerne Abfallröhre *a* angesetzt. Das Ende der letzteren wird durch einen Holzzapfen *p* geschlossen und dann die Pumpe so lange bewegt, bis das Wasser die Rohre füllt, wobei die Luft durch die Oeffnung *n* entweicht. Kommt bei *n* Wasser, so wird auch diese Oeffnung durch einen Zapfen geschlossen, dann noch eine Weile fortgepumpt, und der Kolben dabei höher aufwärts gerückt, bis das Steigrohr ganz gefüllt ist. Sonach wird der Kolben rasch herausgezogen, die Mündung *q* durch einen Holzpfropf geschlossen und der Zapfen *p* herausgeschlagen. Später brachte man bei *p* eine Pipe an, durch deren Stellung der Abfluss dem Zuflusse des Wassers entsprechend regulirt und so der Heber die ganze Woche hindurch im Gange erhalten werden konnte.

Von grösseren Heberanlagen sollen folgende hier Erwähnung finden. Am Adolfstollen zu Gersdorf in Sachsen**) handelte es sich um Entwässerung zweier Gegenörter eines Erbstollens, welche in einem von einem höheren Stollen abgeteuften Communicationsschachte angesetzt waren. Unter dem letzteren wurde ein Sumpf ausgehaut und darin das Wasser von beiden Gegenörtern gesammelt. Das Steigrohr ging im Communicationsschachte saiger 23 $^2/_3$ Bergfuss aufwärts, dann folgte in dem oberen Stollen ein Lagerrohr von 1260 Fuss Länge und 4·9 Fuss Gefälle gegen das Fallrohr, welches bei 39·7 Fuss Saigerhöhe 69 Grad Neigung besass und das Wasser in den Kunstschacht abgab. Anfangs wurden Holz-, später Gusseisenrohre von 4 Zoll Durchmesser verwendet. Wegen mangelhafter Dichtung verblieb jedoch der Heber nur unter Mithilfe einer Luftpumpe im Gange, welche in früher angegebener Art situirt war und durch ein vom Abfallwasser getriebenes Wasserrad bewegt wurde.

Am Ernst-Auguststollen bei Clausthal***) wurde eine Anlage errichtet, bei welcher das Steigrohr $2^1/_4$ Lachter saigere Höhe, das horizontale Lagerrohr 400 Lachter, das verticale Fallrohr 5 Lachter Länge besass. Die Röhren bestanden aus Zinkblech und hatten 6 Zoll Durchmesser und 1 Linie Wandstärke, welche sich jedoch als zu gering zeigte, indem die Röhren durch den äusseren Luftdruck Einbiegungen erlitten.

*) Oesterr. Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen 1853, S. 115.
**) Freiberger Jahrbuch 1843, S. 7.
***) Berg- und hüttenm. Zeitung 1858, S. 273.

Zu Diepenlinchen bei Stolberg*) kam ein Heber von 170 Meter Rohrlänge zur Anwendung, am Kayaneller-Teich in Siebenbürgen**) ein solcher zur einmaligen Entleerung.

Bei dem Heber, der zur Versorgung des Plener-Laugwerks zu Kossow in Galizien mit Wasser dient, haben die Röhren 8 Centim. Durchmesser und Flantschenverbindung, das Steigrohr besitzt nur 1^m Höhe, das Lagerrohr ist jedoch bis zum Anschlusse des Fallrohres steigend gelegt, so dass die ganze Saughöhe $4{\cdot}4^m$ beträgt. Das Lagerrohr ist 76 Meter lang, die Höhe des verticalen Fallrohres beträgt 12·4 Meter, mehr als zur Bewegung des Wassers mit der gewünschten Geschwindigkeit erforderlich ist, da ein noch grösseres Gefälle zur Verfügung stand. Am höchsten Punkte ist die früher beschriebene Luftpumpe, und zwischen dieser und dem Fallrohre der Sperrapparat angebracht.

Eine grossartige Heberanlage dient zu Raibl***) zur Fortschaffung des Wassers aus dem dortigen Gebirgssee zu den Turbinen, welche eine Aufbereitungswerkstätte treiben. Im See befindet sich der Saugschenkel von $5{\cdot}5^m$ Verticalhöhe und $14{\cdot}7^m$ Länge. Am oberen Ende ist ein kleines Gebäude, das Heberhaus aufgestellt, wo sich eine Luftauslass-Vorrichtung befindet. Dann folgt ein 209^m langes Stück, welches $0{\cdot}4^m$ bis zum Füllhause steigt. Hier, am höchsten Punkte des Hebers, befindet sich eine Oeffnung zur Füllung aus einem vorüberfliessenden Bache und wieder ein Luftablass-Apparat. Das nächste Röhrenstück hat 222^m Länge und $1{\cdot}1^m$ Fall, dann schliesst sich ein in einem Schachte befindliches verticales Fallrohr von $9{\cdot}5^m$ Höhe an; ober dem Schachte ist das Sperrhaus aufgestellt, welches die Vorrichtung zur Bewegung des unten am Fallrohre befindlichen Sperrventiles enthält. Endlich folgt das 1568^m lange und $32{\cdot}1^m$ Gefälle, dabei verschiedene Neigung besitzende, bis zur Aufbereitung geführte Rohr. Der erste Theil desselben ist horizontal und enthält am Anfange (s. Fig. 1193) und am Ende einen Luftauslasshahn. Die Röhren haben 2021 Meter Gesammtlänge, $0{\cdot}4^m$ Durchmesser und mit Ausnahme der stark geneigten Theile Muffenverbindung.

Am Pilkateich bei Přibram†) wurde der zur Ableitung des Wassers dienende Heber seitwärts vom Damme durch einen Stollen gelegt, um für die Röhren, sowie für die erforderlichen Bauten eine ganz solide Unterlage zu erhalten. Vom Teichgrunde ist ein 67^m langer Stollen getrieben, durch welchen das Wasser dem $6{\cdot}6^m$ hohen verticalen, in einem

*) Preuss. Zeitschrift 1861, 9. Bd., S. 182.
**) Erfahrungen 1871, S. 23.
***) Ebendas. 1871, S. 25.
†) Ebendas. 1859, S. 34.

Schachte aufgestellten Saugrohre zufliesst. Das horizontale in einem Stollen befindliche Lagerrohr ist 199^m, das darauf folgende wieder in einem Schachte stehende Fallrohr $10·4^m$ lang. Beide Schächte münden zu Tage aus; ober dem Schachte mit dem Fallrohre (Sperrschacht) befindet sich ein Häuschen mit der Vorrichtung zur Bewegung des Keilschiebers. Vom Sperrschachte läuft das Wasser durch einen 51^m langen Stollen zu dem Fortleitungsgraben. Die Röhren besitzen $0·32^m$ Durchmesser.

Rotirende Pumpen.

Bei den rotirenden Pumpen besitzt der auf das Wasser einwirkende Maschinentheil eine drehende statt der hin- und hergehenden Bewegung.

Die Centrifugalpumpen bestehen aus einem Flügelrade, welches in ein Gehäuse eingeschlossen ist. In den die Axe umgebenden Raum strömt durch eine Rohrleitung, die an einer Seitenöffnung des Gehäuses einmündet, das angesaugte Wasser. Die Flügel theilen dem letzteren ihre rotirende Bewegung mit, in Folge der Trägheit (Fliehkraft) entfernen sich die Wassertheile radial von der Drehungsaxe, treten am Umfange des Rades in das Gehäuse, das sich spiralförmig erweitert, und von dort in das Steigrohr, welches von der weitesten Stelle des Gehäuses vertical aufwärts geführt ist.

Ist H die Förderhöhe, V die Geschwindigkeit des äusseren Umfanges des Flügelrades, g die Acceleration der Schwere, so wird als erforderlicher Werth von V

$$V = 1·3 \sqrt{2 g H}$$

angegeben; bezeichnet man mit R den äusseren Halbmesser des Rades, mit n die von demselben ausgeführte Zahl Umgänge pr. Minute, so ist

$$V = \frac{n . 2 R \pi}{60} = 1·3 \sqrt{2 g H},$$

und hieraus folgt

$$n R = 55 \sqrt{H}.$$

Bei grösserer Förderhöhe H muss die Zahl n Umgänge oder der Halbmesser R des Flügelrades so gross sein, dass die Construction und der Betrieb einer Centrifugalpumpe unvortheilhaft wird. Dieselbe eignet sich vorzüglich zur Hebung bedeutender Wassermengen auf geringe Höhen; als grösste Förderhöhe, für welche eine solche Pumpe noch praktisch zweckmässig verwendbar ist, bezeichnet man circa 16 Meter.

Auf der Braunkohlengrube Luther's Linde bei Muldenstein kam*) eine Centrifugalpumpe mit 15^m Förderhöhe und $0{\cdot}26^m$ äusserem Durchmesser des Flügelrades zur Anwendung; sie hebt pr. Minute 2 Kubikmeter Wasser bei $n = 1300$ Umgängen und wird durch ein Locomobil betrieben.

Ferner ist auf der Grube Gerhard Prinz Wilhelm bei Saarbrücken eine solche Pumpe aufgestellt, welche, durch eine Wassersäulenmaschine nach Schmidt's Patent betrieben, das Wasser 5^m hoch hebt.**)

Ein Vorzug der Centrifugalpumpen ist, dass sie keine Ventile besitzen und auch zur Hebung von schlammigem Wasser gut geeignet sind; somit wird es immerhin Fälle geben, wo dieselben mit Vortheil Anwendung finden können, obgleich sie auch einen geringeren Wirkungsgrad erzielen als Kolbenpumpen.

Literatur.

Combes' und Ponson's Werke enthalten Einiges über Wasserhebung am Seil, das Supplement des letzteren auch über Heber und Dampfstrahlapparate. Burat's Material des Steinkohlenbergbaues nebst Supplement gibt Einrichtungen zur Wasserförderung, Serlo's Bergbaukunde behandelt ausser den beim Bergbau verwendeten auch die sonstigen, besonders die neueren Wasserhebapparate.

Ueber Wasserhebung am Seil s. die Beschreibungen einer solchen Einrichtung in Karsten's Archiv 1843, neue Reihe, 17. Bd., S. 730; zu Commentry von Turbert, Annales des mines 1852, 5. Reihe, 1. Bd., S. 486; Betrachtungen über diese Methode von Callon ebendas. 1861, 5. Reihe, 20. Bd., S. 308; sehr detaillirte und gute Beschreibungen mehrerer Methoden von Dorlhac im Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1861/62, 7. Bd., S. 615 und 1866, 12. Bd., S. 231; von J. Roche ebendas. 1861/62, 7. Bd., S. 486; von Blanchet ebendas. S. 679; von Renodier ebendas. 1863/64, 9. Bd., S. 445; von Marsaut ebendas. 1868, 13. Bd., S. 443; Gefäss zur gleichzeitigen Förderung und Wasserhebung, Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd., S. 66; über Wasserziehen am Haspel v. Bornemann, Freiberger Jahrbuch 1872, S. 158; Tonne zum Wasserheben, Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1872, 2. Reihe, 1. Bd., S. 23.

Ueber Wasserhebung mit directem Luftdruck: Baudot's Pumpe, Polyt. Centralblatt 1866, S. 844; George's Pumpe, Dingler's polyt. Journal 1863, 2. Aprilheft; über Wasserhebung mittelst comprimirter Luft von Hasslacher,

*) Nach der Zeitschrift deutscher Ing., 1873, 17. Bd., S. 384.

**) Preuss. Zeitschrift 1877, 25. Bd., S. 235.

Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd., S. 1 und 32; Pumpe von Zaronbine, Polyt. Centralblatt 1868, S. 796; pneumatische Wasserhebmaschine von Spear, Dingler's polyt. Journal 1870, 198. Bd., S. 466; Vorschläge zur directen Anwendung comprimirter Luft, Zeitschrift deutscher Ing. 1875, 19. Bd., S. 525.

Wasserhebung mit directem Dampfdruck von Schwestka, „Erfahrungen" 1863, S. 8; von Rittinger, Zeitschr. des österr. Ing.-V. 1870, 22. Jahrg., S. 50; von Reška ebendas., S. 134; Berechnung solcher Anlagen von Werner, Zeitschrift deutscher Ing., 15. Bd., S. 353. Wasserhebung mittelst Ammoniakgas von Foucault, Wochenschrift deutscher Ing. 1877, S. 63. Ueber Pulsometer s. die Aufsätze und Notizen in Dingler's polyt. Journal 1873, 210. Bd., S. 101; Revue universelle 1874, 35. Bd., S. 207; von Schaltenbrand in der Zeitschrift deutscher Ing. 1877, 21. Bd., S. 113, mit sehr guter Zeichnung; von Kux ebendas., S. 186; von Haber ebendas, S. 233; ferner Notizen auf S. 333 und 382, dann in der Wochenschrift deutscher Ing. von Mehler 1877, S. 93; von Peter S. 131; S. 183 und 278; von Schaltenbrand No. 39 und 41. Ganz besonders lobend spricht sich über das Pulsometer eine Broschüre von C. Eichler, Berlin 1878, aus.

Ueber Dampfstrahlpumpen zur Wasserhebung, Notiz im Bull. trimestriel etc. de Liège 1863, No. 3, S. 107; Notizen über die Anwendung, Dingler's polytech. Journal 1864, 173. Bd., S. 477; Zeitschrift deutscher Ing. 1865, 9. Bd., S. 236; Oesterr. Zeitschrift für B.- u. H. 1868, S. 213; Berggeist 1868, S. 194; Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd., S. 67; Zeitschrift des österr. Ing.-V. 1870, S. 136; Berg- und hüttenm. Zeitung 1871, S. 347; Bulletin de la soc. de l'ind. minérale 1872, 2. Reihe, 1. Bd., S. 539; Versuche von Siemens über die Verwendung als Saugpumpe, Dingler's polyt. Journal 1873, 207. Bd., S. 272. Nagel's Wasserstrahlpumpe, Berg- u. hüttenm. Zeitung 1865, S. 355; Uhland's Maschinen-Constructeur 1875, 8. Jahrg., S. 111; Theorie derselben von Werner, Zeitschrift deutscher Ing. 1866, 10. Bd., S. 121.

Heber beim Adolfstollen in Freiberg, Freiberger Jahrbuch 1843, S. 7; zur Hebung des Wassers über einen Damm, Annales des travaux publics de Belgique 1850, 9. Bd., S. 143; zur Wasserhebung aus einem Bohrschachte, dann für einen Teich, Oesterr. Zeitschrift für B.- u. H. 1853, S. 115; zur Speisung eines Grabens mit Wasser, Förster's Bauzeitung, 17. Jahrg., 8. Heft; Heber am Ernst-August-Stollen, Berg- u. hüttenm. Zeitung 1858, 17. Bd., S. 273; gute theoretische Bemerkungen dazu von Stahlschmidt ebendas., S. 386; Heber am Pilkateich von Reutter, „Erfahrungen 1859, S. 34; Abfluss-Apparat von Stahlschmidt, Berg- und hüttenm. Zeitung 1860, 19. Bd., S. 90; Heber zu Diepenlinchen, Preuss. Zeitschrift 1861, 9. Bd., S. 182; Regeln für die Ausführung der Heber, Berg- und hüttenm. Zeitung 1864, S. 367; Heber am Kayaneller Teich von Jucho, „Erfahrungen" 1864, S. 47; zu Kossow, von Hermann, „Erfahrungen" 1871, S. 23; zu Raibl, von Scherks, ebendas. S. 25; am Kunstteich in Přibram, „Erfahrungen" 1872, S. 16; auf der Königsgrube und der Grube Mathilde in Oberschlesien, Preuss. Zeitschrift 1873, 21. Bd., S. 298.

Centrifugalpumpe zu Luther's Linde, Zeitschrift deutscher Ing. 1873, 17. Bd., S. 384; in der Grube Gerhard, Preuss. Zeitschrift 1877, 25. Bd., S. 235. Rotirende Pumpe für grosse Saug- und Druckhöhen, Oesterr. Zeitschrift 1878, S. 164.

Nachtrag.

Zu „Hydraulische Balanciers“, Seite 226. Von Bergrath Hutzelmann wurde bei der doppeltwirkenden, eincylindrigen Maschine ohne Rotation des Franz Josephschachtes bei Buschtiehrad ein hydraulischer Balancier in neuer Ausführung, und zwar statt mit Gegenwassersäule, mit einem Apparat hergestellt, der die Form eines Accumulators besitzt. Das auszugleichende Gewicht beträgt circa 54000 Kilogramm; für einen Contrabalancier war nicht der genügende Raum vorhanden und nebstdem für eine solide Fundirung desselben erst in 100 bis 120 Meter Tiefe der hinreichend feste Grund vorhanden, bei Anbringung der Ausgleichung in dieser Tiefe wäre aber der obere Theil des Gestänges dem ganzen Dampfdruck beim Niedergange ausgesetzt gewesen. Man beschloss daher, einen hydraulischen Balancier am oberen Ende des Gestänges anzubringen. Bei der gewöhnlichen Construction hätte dieser grosse Dimensionen erfordert, z. B. bei dem schon beträchtlichen Durchmesser des Mönchkolbens von 0·8 Metern eine Wassersäule von 85 Meter Höhe, welche ober Tags nicht herzustellen wäre.

Der Ausgleichungsapparat erhielt daher folgende Einrichtung.

An dem Kreuzkopfe der Gabelung, welche die Dampfkolbenstange mit dem Gestänge verbindet, ist unten ein Mönchkolben von 0·56^{m} Durchmesser angeschlossen, der in einen Cylinder taucht. Von diesem ist unten ein 0·25^{m} weites Rohr zu dem Gegengewichtsapparat geführt, den Fig. 1194 im Verticalschnitte zeigt; Fig. 1195 ist der Grundriss des Untersatzes. Das erwähnte Rohr *r* mündet in einen aussen abgedrehten Cylinder *a* von 0·5^{m} äusserem Durchmesser, und über diesen ist ein dreitheiliger, unten mit Stopfbüchse versehener Mantel *b* geschoben; an Vorsprüngen des letzteren sind zwei Plattformen *f* befestigt. Diese stehen durch verticale Schienen in Verbindung, welche eine Geradführung in einem schmalen, das Ganze umschliessenden und seitwärts vom Schachte aufgestellten Gebäude besitzen. Die bewegten Theile sind

sehr massiv construirt und wiegen 28500 Kil., der Rest des erforderlichen Totalgewichtes von 43500 Kil. wird durch Quadersteine gebildet, welche auf den Platten *f* liegen.

Das Rohr *r* hat circa 17^m Länge; der Hub des Gestänges beträgt 3^m, der des Mantels *b* $3{\cdot}75^m$. Der Druck im Inneren berechnet sich auf etwas mehr als 22 Atmosphären. Der Untersatz ist auf einem Quader-Fundament verankert; an demselben sind vier Stützen *s* angebracht, auf deren Köpfe Brettstücke gelegt werden, und welche den Niedergang begrenzen, wenn der bewegliche Mantel seinen normalen Weg überschreitet. Dieselben dienen auch als sichere Unterlage für den Mantel, während man die Stopfbüchsendichtung auswechselt. Im obersten Theil des Mantels befindet sich ein Quantum Luft, welches die Function eines Windkessels erfüllt.

Die Stopfbüchsenpackung ist mit Unschlitt getränkter Hanf und muss alle 3 bis 4 Wochen nachgezogen werden; nach 3 Monaten wird nach Bedarf etwas neuer Hanf zugegeben, nach je 6 bis 8 Monaten die Packung ganz erneuert. Die Röhren sind in der bekannten Art durch Gummiringe, die in Falzen liegen, gedichtet, und liessen bei 7jährigem Betriebe keine einzige Wasserlässigkeit bemerken.

Die Einrichtung erweist sich als ganz zufriedenstellend, der Gang ist ein sehr ruhiger. Obwohl bei dem Balancier 22 Dichtungen vorkommen, verliert derselbe doch so wenig Wasser, dass der bewegliche Mantel bei stillstehender Maschine innerhalb zwei Tagen kaum um 1·5 Millimeter sinkt. Bei currentem Betriebe muss beiläufig jeden zweiten Tag mittelst einer kleinen Dampfpumpe ein geringes Quantum Wasser in den Apparat gedrückt werden.

Bei so günstigen Resultaten wird ein derartiger Apparat nicht blos in dem angegebenen Ausnahmefalle entsprechen, sondern er dürfte sich unter Umständen auch billiger als ein Contrabalancier mit Belastung herausstellen und diesem vorzuziehen sein.

Zu „Regulirung der Geschwindigkeit mittelst Schwungring“, Seite 332. Die dort erwähnte Kley'sche Maschine*) ist auf der Grube Neue Hoffnung zu Bleialf in der Eifel aufgestellt und als doppeltwirkende Woolf'sche Balancier-Maschine construirt. Die Eigenthümlichkeit des Systems, welches auch für eincylindrige doppeltwirkende Maschinen passt, besteht darin, dass die Maschine sowohl mit als ohne Pausen, daher im ersteren Falle wie eine solche ohne Rotation, im letzteren wie eine rotirende arbeiten kann.

*) Nähere Angaben über dieses System finden sich auch in der deutschen Patentschrift No. 2345, 1878, Klasse 14.

Die innere Steuerung enthält sechs Ventile; für dieselben sind zwei Steuerwellen angeordnet, die eine für die beiden Einlass-, die zweite für die vier anderen Ventile. Zur Bewegung der Steuerstange dient ein zweiarmiger, parallel zum Balancier liegender Hilfsbalancier, welcher einerseits mit der Steuerstange, andererseits mit einem Hebel verbunden ist, der an einem der Balancier-Axenzapfen sitzt. Die Oeffnung und Schliessung der Ventile erfolgt durch den auf S. 502 beschriebenen Kley'schen Mechanismus. Um ohne Pausen arbeiten zu können, sind an den Knaggen der Steuerstange verstellbare Riegel angebracht, welche, gegen die Steuerwellen gedreht, auf Ansätze der Steuerhebel wirken und dadurch die Wellen bis über die Mittelstellung bewegen, so dass deren Drehung von den vorhandenen Federn beendet wird und dem Schlusse des einen Ventiles oder Ventilpaares sofort die Oeffnung des anderen folgt und keine Pause eintritt. Die Katarakte werden dabei ausgehängt.

Durch Höher- und Tieferstellen der Knaggen an der Steuerstange, sowie mittelst des Admissionsventiles, kann man die Maschine früher oder später zum Stillstande bringen und dadurch bewirken, dass folgende Arten des Ganges eintreten:

1) Mit Pausen nach den einfachen Huben, wobei sich die Kurbel nach Fig. 1189 entweder a) stets von *a* bis *b* und zurück, oder b) von *a* über *b* bis *c*, dann von *c* über *d* bis *a* u. s. w., also immer nach der gleichen Richtung dreht.

2) Mit Pausen nach jedem Doppelhube, wobei einer der Katarakte ausgerückt, einer der Riegel an der Steuerstange verstellt werden muss und die Kurbel sich entweder a) von *a* über *b*, *c* bis *d* und wieder zurück oder b) von *a* über *b*, *c*, *d* bis *a*, dann wieder ebenso weit bewegt, daher bei jedem Doppelhube eine ganze Umdrehung stets in der gleichen Richtung beschreibt.

3) Ohne Pausen, indem beide Katarakte ausgehängt, beide Riegel verstellt werden. Die Kurbel dreht sich dann continuirlich in derselben Richtung.

Verzichtet man ganz auf die obere Pause, so genügt eine einzige Steuerwelle und ein Katarakt. Das Schwungrad erhält geringere Dimensionen, da die Maschine nur dann als rotirende, ohne Pausen, arbeitet, wenn eine grössere Geschwindigkeit nothwendig ist.

Bei der Maschine zu Bleialf haben die beiden Cylinder 1·92 und 1·35^{m} Durchmesser und beziehungsweise 2·5 und 1·25^{m} Hub.

Zu „Anordnung stehender Maschinen mit Rotation", Seite 567 und 578. Die neueren grossen Maschinen dieser Art werden folgendermassen angeordnet. An einem Arme des Balancier hängt das Gestänge, am anderen das Parallelogramm für den (oder die) Cylinder;

dieser Arm ist über das Parallelogramm hinaus verlängert und am Ende die Schubstange angeschlossen, welche zur Kurbel an der Schwungradwelle hinabgeht. Letztere liegt daher ausserhalb der Dampfcylinder, die Anordnung ist dieselbe wie bei den neueren stehenden Gebläsen und gewährt den Vortheil eines geringeren Druckes am Kurbelzapfen. Der Hub des grossen Dampfcylinders ist gleich dem 1- bis 1·4-fachen Hube des Gestänges und wird, damit der Balancier nicht zu lang ausfällt, etwas kleiner als sonst genommen. Ein etwa erforderliches Gegengewicht kann am Balancier zwischen der Schubstange und den Kolbenstangen der Dampfcylinder angebracht werden.

Zu „Schwungrad“, Seite 572. Während Kley die grossen rotirenden Maschinen dadurch zur Hebung geringer Wassermengen einrichtet, dass er Pausen nach den einzelnen Huben eintreten lässt, ist bei den der Märkischen Maschinenbauanstalt zu Wetter an der Ruhr patentirten Maschinen der gleiche Zweck durch eine andere, vom Director A. Trappen ersonnene Einrichtung erreicht. An dem der Treibkurbel entgegengesetzten Wellenende wird in paralleler Stellung eine zweite kleinere Kurbel angeschlossen, welche mit einem liegenden Dampfcylinder in Verbindung steht, dessen Schieber seine Bewegung durch ein Excenter von der Welle aus erhält. Steht die Hauptkurbel vertical, also im todten Punkte, so ist die kleine Kurbel ebenfalls vertical, also in der Stellung, bei welcher der Dampfdruck im liegenden Cylinder am kräftigsten auf Umdrehung wirkt; die kleine Kurbel hilft also der grossen über den todten Punkt.

Es ist einleuchtend, dass dabei der langsamste Gang bei mässigem Schwungradgewichte möglich ist; die Hilfs-Dampfmaschine erfordert nur geringe Dimensionen, da dieselbe hauptsächlich nur die Reibung der Schwungradwelle während des Ueberganges der Hauptkurbel über die todten Punkte zu überwinden hat. Auch soll dieselbe ihren Dampf in den Condensator abgeben. Es steht die baldige Ausführung zweier nach diesem Systeme eingerichteter Maschinen zu erwarten.

Alphabetisches Register.

A.

Abfallrohr 584. 593. 594.
Absperrventil s. Sperrventil.
Abstand der Führungen 150. 151.
Abteufen, Maschine dazu 520. 720.
Abteufpumpen 716.
Adcock's Wasserhebmaschine 767.
Admissionsventil 437.
Althans' Perspectivpumpe 248.
Amerikanische Pumpen 694.
Anfangsdruck bei einfachwirk. Masch. 320.
„ bei Sims-Kley-Masch. 510.
„ „ zweicylindr. Masch. 476.
Anlage der Pumpen 119.
Anlassen der zweicylindr. Masch. 494.
Anordnung der doppeltwirk. Masch. 469.
„ der Druckpumpen 87.
„ „ einfachwirk. Masch. 442.
„ „ Luftpumpen 416.
„ „ Pumpen 5.
„ „ Pumpenanlage 126.
„ „ rotirenden Masch. 559. 578.
„ „ Senkpumpen 737.
„ „ Steuerung der einfachwirk. Masch. 367.
„ „ unterird. Masch. 691.
„ „ Wassersäulenmasch. 628.
„ „ Woolf'schen Masch. 504.
„ „ zweicylindr. Masch. 496.
Ansaugen 4.
Anschlag der Ventile 17.
Anschlagsteuerung 694.
Anziehmuffe für Eisengestänge 217.
Asphaltröhren 14.
Audemar's Ventile 683.
Aufgangsgeschwindigkeit der Gestänge 311.
Aufhängung der Senkpumpen 729.
Aufholen der Pumpentheile 726.
„ „ Ventile 52.
Auflaggewichte für das Gestänge 223.
Aufziehen der Katarakte 361. 380.
Ausblaserohr bei unterird. Masch. 673.
Ausflussgeschwindigkeit beim Heber 768.
Ausgleichung des Gestänges 224. 317. 624.
Ausguss der Druckpumpen 71.
„ „ Hubpumpen 118.
„ „ Rittingerpumpen 272.
„ „ Senkpumpen 724.
Ausheben der Ventile 52.
Auslassventil 350. 351.
„ beim Heber 774.
Auslösende Katarakte 379.
Ausrückung der combinirten Förder- und Wasserhebmasch. 558.
Aussenliegendes Gestänge 277. 740. 743.
Aeussere Steuerung der doppeltwirkenden Masch. 462.
„ „ „ einfachw. Masch. 349. 359. 390.
„ „ „ Wassersäulenmasch. 614.
„ „ „ Woolf'schen Masch. 502.
„ „ „ zweicyl. Masch. 493.
Aussergangsetzung der Pumpen 80.
Axe des Balancier 432.

B.

Balancier 422.
„ für doppeltwirk. Masch. 467.
„ hydraulischer 226.
„ pneumatischer 227.
„ untenliegender 446.
„ dessen Verb. mit d. Gestänge 433. 461. 490.
„ dessen Verb. mit der Kolbenstange 433. 490.
„ zur Steuerung 392.
Balanciermaschinen 294.
„ rotirende 565.
„ zweicylindrige 498.
„ deren Fundirung 442. 467.
Bandseile bei Gestäng-Brechungen 245.
„ für Senkpumpen 730.
Barklay's Wasserhebmaschine 447.

Baumann's Dampfpumpen 695.
Baumrinden-Liederung 108.
Belastung des Contrabalancier 436.
„ „ Gestänges 223.
Bergwerkspumpen 3.
Bernsteinlack zum Schutze der Pumpenröhren 85.
Betrieb der Handpumpen 657.
„ „ ausgetränkten Pumpen 118.
„ „ Wassersäulenmaschinen 626.
Beutelkolben 656.
Bewegliche Pumpen 745.
„ „ für stabile Wasserhebung 743.
„ „ ohne Gestänge 740.
Bewegliches Steigrohr 257.
Bewegung der Gestänge 310.
Biegsame Ventile 15. 42.
„ Kolbenventile 113.
Birkenrinden-Liderung 108.
Blechbalancier 423.
Bleidichtung 11.
Bochkoltz's Regenerator 230. 330.
Bodenventil für Wassertonnen 750.
Bourdon's Hubpumpe 278.
Bramah-Kolben s. Mönchkolben.
Brause 410.
Brendel'scher Hahn 615.
Bronze zu Mönchkolben 85.
Buffer bei Fanglagern 192.

C.

Calorische Maschinen 652.
Cameron's Dampfpumpen 697.
Cement zum Schutze der Röhren 85.
Centrifugalpumpe 780.
Charniere für Ventile 28.
Cisterne 410.
Colson's Hubpumpe 278.
„ Wasserhebmaschinen 567.
Combinirte Förder- u. Wasserhebmasch. 518. 520. 559.
Combinirtes Regeneratorgewicht 223.
Combinirte Ventile 39. 44.
Compensationen der Dampfröhren 674.
„ der Pumpenröhren 69.
Comprimirte Luft zur Wasserhebung 711. 757.
Condensation bei doppeltwirk. Masch. 466.
„ „ einfachwirk. Masch. 297.
„ „ unterird. Masch. 668. 675.
Condensationsmasch., deren Steuerung 350.
Condensationswasserverbrauch 308.
Condensator 410. 413.
„ v. Körting 676.
„ ohne Luftpumpe 420.
Condensatorpumpe f. unterird. Masch. 675.
Condensatorventil 350.
Conservirung der Pumpentheile 84. 118.
Contrabalancier 224. 422.
Contrabalancier bei Wassersäulenm. 625.
„ dessen Verbindung mit dem Gestänge 435.
Cylinder der doppeltw. Dampfmasch. 458.
„ „ Druckpumpen 64. 680.
„ „ einfachw. Dampfmasch. 336.
„ „ Hubpumpen 117.
„ „ Pumpen 5.
„ „ Senkpumpen 722.
„ „ Wassersäulenmasch. 591.
„ „ zweicyl. Masch. 491.
„ kleiner 475.
Cylinderspannung 305.
Cylindervolum bei zweicyl. Masch. 473.

D.

Daelen's Ventil 45.
Dampf zur Stopfbüchsendichtung 342.
Dampfcylinder s. Cylinder.
Dampfdruck zur Gestäng-Ausgleichung 225.
„ „ Wasserhebung 760.
Dampfhemd 310. 338. 339.
Dampfjacke s. Dampfhemd.
Dampfkabel 439. 721.
Dampfkanäle 338.
Dampfkessel 334.
„ für unterird. Masch. 672.
Dampfmantel s. Dampfhemd.
Dampfmaschine auf d. Abflussstollen 665.
Dampfmaschinen, directwirkende 294.
„ doppeltwirkende 292.
„ eincylindrige 298.
„ einfachwirk. 289. 292.
„ liegende 293.
„ nicht rotirende 290.
„ rotirende 290.
„ stehende 293.
„ zweicylindrige 298. 448.
„ für Senkpumpen 720.
„ mit Balancier 294.
„ „ Condensation 297.
„ „ Expansion 297.
„ „ zwei Gestängen 447.
Dampfpumpen 695.
Dampfraum der Dampfkessel 335.
Dampfrohre 356.
„ für unterirdische Masch. 673.
„ deren Umhüllung 674.
Dampfspannung 305. 523. 669.
Dampfstrahlpumpe 767.
Dampfventile s. Ventile.
Dampfverbrauch der doppeltw. Masch. 456.
„ der einfachw. Masch. 307.
„ „ rotirenden Masch. 522.
„ „ Woolf'schen Maschinen 500.
„ „ zweicyl. Masch. 474.
„ „ unterird. Masch. 668.
Darwin's Luftmaschine 759.
Daumen zur Steuerung 360. 394.

Deckblech 424.
Deckel der Dampfcylinder 340.
„ „ Ventilkästen 50.
Deckelschrauben 50.
Decker's Pumpen 695.
Degen 718, 726.
Detrouville's Luftmaschine 759.
Dichtung der Dampfkolben 343.
„ „ Hubpumpenkolben 106.
„ „ Pumpenröhren 11.
„ „ Stopfbüchsen 67.
„ „ „ mit Dampf 342.
„ „ Trichterkolben 114.
Differentialpumpen 284. 690.
Directwirkende Dampfmaschinen 294.
Doppelgestänge 126. 198.
„ aus Eisen 210.
„ für Perspectivpumpen 255.
„ für Zug allein 220.
Doppelsitzventile 15. 32.
„ bei Hubpumpenkolb. 113.
„ „ Rittingerpumpen 269.
„ „ unterird. Masch. 682.
Doppelte Knagge 393.
Doppeltwirkende Dampfmaschinen s. doppeltwirkende Maschinen.
Doppeltwirkende Katarakte 365. 370. 387.
„ Luftpumpen 466.
„ Maschinen 292.
„ „ ohne Rotation 455.
„ „ rotirende 519.
„ „ Woolf'sche 499.
„ „ zweicyl. 499.
„ Pumpen 3. 4. 281.
„ „ mit Mönchkolben 286.
„ „ „ Scheibenkolben 282.
„ Wassersäulenmasch. 641.
Drahtseilgestänge 222. 245.
Drahtseiltransmission 712.
Drehschieber 597.
Dreiaxige Pumpe 5.
Dreikolbensystem 604. 630.
„ mit getrenntem Cyl. 611
„ „ Ventilkolben 618.
Drosselklappen zur Admission 437.
„ bei Wassersäulenmasch. 595.
Drosselung 136.
Druck im Gestänge 148.
Druck zur Oeffnung der Ventile 16.
Drückelpumpen 657.
Drücker 361.
Druckhöhe s. Förderhöhe.
Druckpumpe 3.
„ mit Mönchkolben 56.
Druckröhren 5.
Druckventile 4.
„ deren Eröffnung 137.

E.

Eames' Wassersäulenmaschine 700.
Ehrhardt'sche Maschinen 454.
Eichenholz zu Mönchkolben 85.
Eichenholz-Gestänge 179.
Einaxige Hubpumpen 102
„ Pumpen 4.
Eincylindrige Dampfmaschinen 298.
Einfallkasten 593.
Einfallrohr 584. 594.
Einfallwasser 584.
Einfachwirk. Dampfmasch. 289. 292.
„ „ mit 2 Cyl. 471.
„ Druckpumpen mit Scheibenkolben 281.
„ Druckpumpen mit Mönchkolben 56.
„ Hubpumpen 102.
„ Katarakte 365.
„ „ für dopp. Pausen 370.
„ Pumpen 3.
Einlassventil 350. 351.
„ des Hebers 774.
Einrückung bei combinirten Förder- und Wasserhebmaschinen 558.
Einspritzrohr 410. 412. 413.
Einspritzventil 410.
„ bei doppeltwirk. Masch. 466.
Einstellung der Pumpen 80. 82.
Eintheilung d. Wasserhaltungsmasch. 299.
Eisenbekleidung für Holzgestänge 198.
Eisengestänge für Zug allein 214.
„ „ „ und Druck 202.
„ mit Holzgest. verglichen [202.
Eiserne Charniere für Ventile 28.
„ Hebelpumpen 659.
„ Kugelventile 684.
„ Senkschienen 730.
„ Streichschienen 188.
Elidirungsräume 620.
Emaillirte Pumpenröhren 85.
Englische Pumpen 277.
Entlasteter Hahn 620.
Entleerung der Pumpen 76.
Erdwinden für Senkpumpen 720.
Etagenventile 39.
Evans'scher Balancier 447.
Expansion bei Dampfmaschinen 297.
„ „ doppeltwirk. Masch. 455.
„ „ einfachwirk. Masch. 315.
„ „ Sims-Kley-Masch. 513.
„ „ unterird. Masch. 668. 669.
„ „ zweicyl. Masch. 484.
„ Steuerung dazu 364.
Expansionscoëfficient 304.

F.

Fallbocksteuerung 621.
Fallhöhe des Hebers 768.
Fallklinke 360. 394.

Fallrohr des Hebers 770.
Falsches Saugrohr 277.
Fangeisen 191.
Fanghölzer 191.
Fanghorn 438. 459.
Fanglager 189.
Fangvorrichtung d. bewegl. Steigrohre 271.
„ der Flacheisengest. 219.
„ „ Holzgestänge 189.
„ „ Kastengestänge 209.
„ „ Rundgestänge 218.
Federn bei Pumpenventilen 44.
Feldgestänge 244.
Festigkeits-Coëff. der Gest. 134. 142. 150.
Fichtenholz-Gestänge 179.
Filzliederung bei Kolben 108.
Fischkopf 53.
Flacheisengestänge 211.
„ für Zug allein 219.
Flanelldichtung für Röhren 12.
Flantschenverbindung 10.
Flaschenzüge für Senkpumpen 735.
Fliegende Pumpensätze 716.
Fördergefässe zum Wasserheben 748.
Förderhöhe der Druckpumpen 59.
„ „ Hubpumpen 103.
„ „ Senkpumpen 722.
„ „ unterird. Masch. 666.
Fördermaschinen zur Wasserhebung 746.
Förderschale zur Wasserhebung 754.
Förder- und Wasserhebmasch. 518. 520.
Freigehende Katarakte 363. 379. 385.
Freitragende Pumpenlager 101.
Friedmann's Injector 767.
Frösche 393.
Führungen der bewegl. Steigrohre 272.
„ „ Flacheisengestänge 220.
„ „ Gabelstangen 205.
„ „ Holzgestänge 188.
„ „ Kastengestänge 209.
„ „ Lenkstange 556.
„ „ Rundgestänge 217.
„ „ Steigrohre 69. 723.
„ deren Abstand 150. 151.
Füllung der Pumpen 76.
„ des Hebers 775.
Fundament des Balancier 433.
„ der Balanciermasch. 442.
„ „ directwirk. Masch. 440.
„ „ doppeltwirk. Masch. 467.
„ „ Druckpumpen 95.
„ „ Hubpumpen 119.
„ „ unterird. Masch. 691.
„ „ Wassersäulenmasch. 628.
Fundamentplatte der Pumpen 65.
Fundamentrahmen des Dampfcyl. 340.
Fussblech 423.
Fussventil 76.

G.

Gabelung der Eisengestänge 205.
„ „ Gestänge 96. 347.
„ „ Holzgestänge 193.
„ für doppeltwirk. Masch. 460.
„ ohne Rahmen 195.
Gasmaschinen 652.
Gefälle 584.
Gegengewicht f. d. Gestänge 223. 225. 317.
„ am Contrabalancier 436.
Gegenkolben 598.
„ als Mönchkolben 609.
Gehemmte Katarakte 363. 379. 380.
Gekuppelte Hauptsteuerung 640.
„ Treibkolben 641.
„ unterird. Masch. 692.
„ Pumpenventile 46.
„ Vorsteuerung 640.
Gelöthete Flantschen 11.
Gemauerte Pumpenlager 96.
Gemauerte Schächte, Aufstellung der Pumpen darin 100.
Gemeinschaftliche Steuerung bei Zwillings-Wassersäulenmaschinen 641.
Geneigte Pumpen 94.
„ Schächte zur Wasserhebung 257.
„ Wasserhebmaschinen 448.
„ Wassersäulenmaschinen 642.
Genietete Pumpenröhren 6.
Geschlossene Katarakte 401.
Geschweisste Pumpenröhren 6.
Geschwindigkeit des Dampfes 352. 673.
„ der Dampfmasch. 306.
„ „ Expansionsm. 311.
„ „ Handpumpen 662.
„ „ Pumpen 60. 104.
„ „ rotir. Masch. 524.
„ „ Senkpumpen 722.
„ „ unterird. Masch. 669.
„ „ Wassersäulenmasch. 589.
Gestänge 132.
„ deren Bewegung 310.
„ für doppeltwirk. Masch. 170.
„ „ einfachwirk. Masch. 319.
„ „ geneigte und horizontale Strecken 243.
„ „ Hubpumpen 133. 215.
„ „ Hubpumpen-Anlagen 177.
„ „ Perspectivpumpen 251. 255.
„ „ Rittingerpumpen 259.
„ „ Senkpumpen 725.
„ „ Wassersäulenmasch. 587.
„ „ zweicyl. Masch. 476.
„ hydraulische 705.
„ mit abnehm. Querschnitte 144.
„ „ veränderl. Durchmesser 268.
„ „ „ Querschnitte 266.
„ nach unten verstärkt 164.
„ ohne Druck 165.
„ Verb. m. d. Balanc. 433. 461. 490

Gestänge, Verb. mit der Kolbenstange 345. 459. 490.
„ „ „ dem Mönchkolben 193. 206. 208. 218. 221. 256.
Gestäng-Ausgleichung 224. 317. 624.
Gestängführungen s. Führungen.
Gestäng-Gabelung s. Gabelung.
Gestänggewicht 139.
„ für doppeltwirk. Masch. 170. 454.
„ „ Expansionsmasch. 317.
„ „ Sims-Kley-Masch. 512.
„ „ Wassersäulenmasch. 587.
„ dessen Regulirung 223.
Gestänglaschen 180.
Gestängeschloss 215.
Gestänge-Ueberwucht 317.
Gestänge-Verbindung s. Verbindung.
Getrennte Ventilkästen bei Dampfm. 357.
Gewicht der Ventile 24.
„ zur Gestängausgleichung s. Gegengewicht.
„ zur Oeffnung der Ventile 397.
„ „ Befestigung der Ventile. 46.
Gewichtsausgleichung s. Ausgleichung.
Gewichtssteuerung 620.
Gezogene Pumpenröhren 6.
Giffard's Injector 767.
Gleichförmigkeitsgrad 527.
Gleichgewichtsventil 350.
Glockenventile für Pumpen 35. 270.
„ „ Dampfmasch. 354.
Glycerin für Katarakte 401.
Göpel zur Wasserhebung 653.
Grundplatte s. Fundament.
Gurgelrohr der Pumpen 5.
„ „ Druckpumpen 65.
„ „ Wassersäulenmasch. 602.
Gusseisen-Gestänge 221.
„ -Ringe für Kolben 109. 115.
„ -Rohre, Verbindung 11.
Gusseiserne Balanciers 423.
„ Pumpenlager 95. 100.
„ Pumpenröhren 6.
„ Tragbrücken 440.
„ Windkessel 687.
Gussstahlgestänge 221.
Gussstahlringe für Kolben 109.
Guttapercha für Flantschen 13.
„ „ Kolben 107.
„ „ Trichterkolben 115.
Guttapercha-Ventile 30.

H.

Hahn zur Vorsteuerung 615.
Hahnsteuerung für Dampfmasch. 409.
„ für Wassersäulenmasch. 620.
Halbrunde Ventile 19.
Hall's Pulsometer 763.
Hammersteuerung 620.
Handpumpen 654.
„ eiserne 659. 661.
Handpumpen zum Abteufen 742.
Handräder 399.
Handsteuerung für rotir. Masch. 525.
Handventil 437.
Hanfdichtung für Pumpenkolben 108.
„ für Röhren 12.
„ „ Stopfbüchsen 67.
„ „ „ bei Dampfröhren 674.
Hängende Kunstwinkel 556.
Hängstangen für Senkbäume 732.
Haspel zum Wasserziehen 748.
Haubenventile 35.
Hayward Tyler's Dampfpumpe 698.
Hebelpumpen 657.
„ eiserne 659. 661.
Heber 768.
Heber-Anlagen 770. 778.
Heizfläche der Dampfkessel 334.
Hilfsrotation bei Dampfmaschinen 290.
Hilfswassersäulenmaschine 597. 598.
Hinterwassersäule 227. 584. 587. 625. 629.
Hoffmann's Schleifensteuerung 452.
„ Ventile 41.
Höhenstellung der Pumpen 123.
Hohe Sätze 281.
Höll's Luftmaschine 757.
Hölzerne Handpumpen 655.
„ Pumpen 280.
„ Pumpenröhren 6.
„ Pumpenträger 95. 96.
„ Tragbrücken 440.
Holzfutter für Pumpencylinder 85.
Holzgestänge 179.
„ für Zug allein 199.
„ mit Eisenbekleidung 198.
„ Abstand der Führungen. 151.
Holzgestänge, Verb. mit d. Balancier 434.
Holzkolben f. Hubpumpen 116.
Holzliederung für Kolben 108.
Holzstützen bei Senkpumpen 733.
Hoppe's Pumpe mit beweglichem Steigrohre 269. 270. 728.
„ rotirende Maschinen 566.
Hornblower's Maschinen 471.
Hose 727.
Hosking's Ventile 42. 44.
Hoskold u. Brain's Pumpe 286.
Hràbak's Ventil 44.
H-Stück 87.
Hub der Druckpumpen 61.
„ „ einfachwirk. Masch. 306.
„ „ Hubpumpen 104.
„ „ rotirenden Masch. 524.
„ „ unterird. Masch. 670.
„ „ Wassersäulenmasch. 589.
Hubbegrenzung des Mönchkolbens 66.
„ der Ventile 17.
Hubhöhe der Ventile 17. 396.
Hubpumpen 3.
„ einaxige 102. [277. 740. 743.
„ mit aussenliegendem Gestänge

Hubpumpen mit massivem Kolben 277.
„ mit Mönchkolben 278.
„ zum Senken 721.
„ deren Aufstellung 128.
„ „ Cylinder 117.
„ „ Gestänge 133. 177. 199. 215.
Hubzähler 439.
Hutzelmann's hydraul. Balancier 783.
Hydraulische Balanciers 226. 783.
„ Dampfmaschinen 760.
„ Gestänge 705.
„ Regeneratoren 239. 242.
„ Senkzeuge 735.
„ Stösse 86. 585. 627.
Hydraulischer Widder 585.

I.

Jenkyn's Pumpenventile 41.
I-förmige Gestänge 152. 210.
„ „ für Zug 220.
„ „ Verbindung mit der Kolbenstange 349.
Indicator 439.
Injectionsrohr 584.
Injector 767.
Innere Deckel für Ventilkästen 52.
Innere Steuerung d. doppeltw. Masch. 401.
„ „ der einfachw. Masch. 349.
„ „ „ Wassersäulenm. 597.
„ „ „ Woolf'schen Masch. 500. [500.
„ „ „ zweicyl. Masch. 491.

K.

Kaltwasserpumpe 410. 412. 418.
„ für doppeltwirk. Masch. 467.
Kaltwasserventil 410.
Kappeisen 201.
„ zur Verbind. zwischen Kolbenstange und Gestänge 346.
Kästen zur Wasserhebung 752.
Kastengestänge 207.
„ Abstand der Führungen 154.
„ Verb. m. d. Balancier 434. 461.
„ „ „ „ Kolbenst. 348. 459.
Katarakte 359. 360 379.
„ Details 399.
Kataraktpumpe 401.
Kataraktstange 360. 398.
Kataraktsteuerung 359.
Kautschuk zu Stopfbüchsen 68.
„ zum Schutze der Röhren 85.
Kautschukdichtung f. Flantschen 12. 686.
„ für Kolben 108.
Kautschukventile f. Pumpen 30. 43. 44.
„ für Luftpumpen 415.
„ „ Condensatorpumpen 676.
Kegelventile 14. 24. 32.
Keile zur Gestängverbindung 203.
Keillager für Pumpen 98.
Keilschieber für Heber 775.
Kelecom's Pumpenkolben 681.
Kesseldimensionen 334.
Kesselspannung 305.
Ketten für Senkpumpen 730.
Kettengestänge 198.
Kiemenventile 42.
Klappenventile 14. 26.
„ bei Hubpumpenkolben 109.
„ mit geneigtem Sitze 27.
„ u. Teller combinirt 39.
Kley's Kautschukventil 43.
„ Maschine m. Schwungring 332.784
„ zweicylindrige Maschine 471.
Kley-Sims'sche Maschine 507. 581.
Klinke 360.
Knagge 360. 393
Knierohre 70.
Kolben der Dampfmaschinen 343.
„ „ Druckpumpen 63.
„ „ Handpumpen 656.
„ „ Hubpumpen 105.
„ „ Luftpumpen 415.
„ „ Senkpumpen 722.
„ „ unterird. Masch. 679.
„ „ Wassersäulenmasch. 591.
„ mit bewegl. Kolbenkörper 116.
„ „ biegsamen Ventilen 113.
„ „ Doppelsitzventilen 113.
„ „ Klappenventilen 109.
„ „ Tellerventilen 111.
„ zur Steuerung 616.
„ „ Vorsteuerung 613.
Kolbendraht 656.
Kolbengeschwindigkeit s. Geschwindigkeit.
Kolbenlauf s. Hub.
Kolbenrohr s. Cylinder.
Kolbenstange der doppeltw. Masch. 458.
„ der einfachw. Masch. 344.
„ „ Hubpumpen 105.
„ „ zweicyl. Maschinen 490.
„ Verb. m. d. Balancier 433.
„ „ „ „ Gestänge 345. 459.
Kolbensteuerung f. Dampfm. 409. [490.
„ für Wassersäulenmasch. 597.
Kolbenventile 109.
Kopfblech 423.
Kopfstück zur Gabelung 194.
Korbstange 551.
Körting's Condensator 676.
„ Injector 767.
Kraftwasser 584.
Kreuzgestänge 206.
„ Abstand der Führungen 156.
„ Verb. mit dem Balancier 435.
Kroker's Ventil 45.
Krückelpumpen 657.
Krummfuss s. Krumms.
Krumms 193.
„ für Hubpumpen 200.
„ „ Senkpumpen 725.
Krummzapfenwelle 551.

Kübel zum Wasserheben 748.
Kugelventile 15. 24. 32.
„ für unterird. Masch. 683.
Kunstkreuz 518.
Kunstwinkel 518. 553. 554.
Kupfer zur Flantschendichtung 13.
Kupferne Pumpenröhren 6.

L.

Lagerrohr des Hebers 770.
Lagerung des Balancier 433.
Lagerung s. Fundament.
Längenverbindungen der Eisengest. 202.
Längswände des Balancier 427.
Laschen der Gestängverbindung 180.
Laternenventile 31.
„ für Dampfmaschinen 355.
Lederdichtung für Flantschen 13. 686.
„ für Hubpumpenkolben 106. [681.
„ „ Scheibenkolben 282. 616. 643.
Lederdichtung für Stopfbüchsen 68. 680.
Leinölfirniss zum Schutze d. Röhren 85.
Leinwandeinlage für Kautschuk 12.
Leinwanddichtung für Kolben 108.
Leistung der Druckpumpen 61.
„ „ Handpumpen 658. 660.
Lenkstange bei Balanciermasch. 434.
Letestu'scher Kolben 113.
Letoret's Condensator 420.
Liederkasten 118.
Liederung s. Dichtung.
Liegende Dampfmaschinen 293. 450.
„ „ rotirend 564.
„ Wassersäulenmaschinen 643.
Litholid zum Schutze der Röhren 85.
Luft, deren Entfernung aus Hebern 776.
Luftdruck zur Wasserhebung 757.
Lufthahn für Pumpen 75.
„ für Windkessel 688.
Luftkatarakt 398. 401.
Luftmaschine 757.
Luftpumpe 410. 414.
„ im Condensator 418.
„ trockene 421.
„ für Heber 776.
Luft-Regenerator 238.
Lufttransmission 711. 757.

M.

Mantel bei Senkpumpen 718. 726.
Mantelkolben-Pumpe 280.
Massive Kolben bei Hubpumpen 277.
Mauerfundament für Pumpen 95. 96.
Maximalgeschwindigkeit bei Exp.-M. 314.
„ bei Hebern 769.
Maxwell's Dampfpumpe. 697.
Mayer's Wassersäulenmaschine 647.
Mehraxige Pumpen 4.
Mehrklappige Ventile 21. 29.
Mennigkitt zur Flantschendichtung 13.
Messing zur Flantschendichtung 13.
Messingene Kugelventile 683.
„ Pumpenröhren 6.
Metallene Klappen 30.
„ Kolbenringe 681.
Metallliederung für Dampfkolben 343.
Mittlere Dampfspannung 302.
Mönchkolben 4. 5.
„ bei Druckpumpen 59. 63.
„ „ Hubpumpen 278.
„ „ unterird. Masch. 679.
„ dessen Befestigung 193. 206. 208. 218. 221. 256.
Muffen zur Verb. der Gestänge 215.
„ „ „ „ Röhren 10.
Muffenröhren für Heber 773.

N.

Nagel's Wasserstrahlpumpe 766.
Nichtrotirende Dampfmaschinen 290.
„ Handpumpen 659.
„ unterird. Maschinen 694.
Niedergang der Gestänge 135.
„ „ „ Druck dabei 148.
Niedrige Sätze 281.
Nieten zur Gestängeverbindung 203. 204.
Nocke 193. 393.

O.

Obere Pause 352.
Offener Katarakt 401.
Ohrflantschen 67.
Oelkatarakt 401.

P.

Pappendeckel zur Flantschendichtung 13.
Pausen 352.
Periodische Senkung der Pumpen 718. 739.
Pendelsteuerung 621.
Perspectivpumpe 248.
„ mit mehreren Kolben 276.
Phosphorbronze zu Kolbenringen 109.
Piloten-Fundirung 440.
Plungerkolben s. Mönchkolben.
Pneumatische Maschine. 760.
Pneumatischer Balancier 227.
„ Regenerator 238.
Prellklotz für den Mönchkolben 66.
Pulsometer von Hall 763.
Pumpen, bewegliche 715.
„ gewöhnliche 3.
„ der Katarakte 401.
„ „ unterird. Masch. 679.
„ mit bewegl. Steigrohr 257.
„ „ Drahtseiltransmission 712.
„ „ Lufttransmission 711.
„ „ Mönchkolben 689.
„ „ Scheibenkolben 690.
„ „ Scheiben- und Mönchkolben 283. 285.
„ „ Wassertransmission 704. 707.
„ ohne Gestänge 257.

Pumpen ohne Gestänge zum Abteufen 740.
„ „ „ die sich Wasser zuheben 274.
„ für verschied. Wassermengen 83.
„ zum Senken 721.
Pumpenanlage, deren Entwurf 119.
Pumpencylinder s. Cylinder.
Pumpenlager s. Fundament.
Pumpenröhren s. Röhren.
Pumpensatz 122.
Pumpenventile 14.
Pyramidenventile 39.

Q.

Quadranten der Steuerung 371.
Quadrateisen zu Flantschen 11.
„ -Gestänge 219.
Querverbindungen der Gestänge 202.
Querwände der Balanciers 430.

R.

Rahmen zur Gestänggablung 194.
Rambottom's Liederung f. Kolben 109.
Reactionsklappe 626. 632. 688.
Regenerator 229.
„ Bochkoltz'scher 230. 330.
„ hydraulischer 239.
„ pneumatischer 238.
Regulirung des Ganges der Dampfm. 437.
„ des Ganges der Wassersäulenmaschinen 626.
„ des Gestänggewichtes 223.
„ „ Ventilhubes 396.
„ der Wassermenge d. Pumpen 78.
„ des Zuflusses für Pumpen 83.
Reichenbach's Wassersäulenm. 700.
Reservoir für Condensationswasser 673.
Riehn'sche Wasserhaltungsm. 580.
Rittinger's Mantelkolbenpumpe 280.
„ Perspectivpumpe 249.
„ Schiebersteuerung 407.
„ Wasserhebapparat 762.
Rittinger-Pumpen 257.
„ „ zum Abteufen 728.
Röhren der Heber 773.
„ „ Pumpen 6.
„ mit abnehmender Stärke 9.
Röhrengestänge 212.
„ Abstand d. Führungen 156.
„ für Rittingerpumpen 260.
Röhrenventile für Dampfmasch. 355.
Rohrflantschen 10. 11.
Rohrkolben-Pumpe 248.
Rohrverbindungen 10.
Rollen zur Gestängführung 188.
Rosskünste 653.
Rostkitt für Flantschendichtung 13.
Rotirende Balanciermaschinen 567.
„ Dampfmaschinen 290. 518.
„ „ mit Hilfsmasch. 786.
„ Dampfpumpen 656.
Rotirende Dampfp. zum Abteufen 741.
„ Handpumpen 659. 661.
„ Pumpen 780.
„ stehende Maschinen 566.
„ unterird. Masch. 665.
„ Wassersäulenm. 645. 703.
„ zweicyl. Maschinen 568.
Ruffer's Condensator 421.
Runde Klappenventile 24.
Rundgestänge 215.
„ -Verb. mit der Kolbenstange 349.

S.

Sägespäne zur Stopfbüchsendichtung 68.
Satz 281.
Satzhöhe (s. auch Förderhöhe) 122.
Saugen 4.
Saughöhe der Heber 768.
„ „ Pumpen 56. 59.
Saugkasten 73.
Saugpumpe 4.
„ zum Senken 739.
Saugreservoir 72. 73. 686.
Saugrohr 5.
„ der Heber 770.
„ „ Hubpumpen 117.
„ „ Druckpumpen 60. 71.
„ „ Senkpumpen 724.
„ „ unterird. Masch. 685.
„ mit dem Steigrohre verb. 74.
Saugsatz s. Saugpumpe.
Saugventil 3.
„ dessen Prüfung 77.
Saugwindkessel 688.
Saure Wässer, Schutz dagegen 84. 118.
Savery's Dampfmaschine 760.
Schachtstangen 179.
Schädlicher Raum bei Pumpen 56.
Scheibenkolben 4. 5.
„ bei doppeltwirk. Pumpen 282.
„ „ einfachwirk. Pumpen 281.
„ „ unterird. Masch. 681.
„ „ Wassersäulenmasch. 643.
Scheide 718. 726.
Scherenstangen 193.
Schieber zur Admission 437.
„ „ „ bei Wassers.-M. 596.
Schiebersteuerung b. doppeltw. Masch. 465.
„ bei einfachwirk. Masch. 406.
„ „ Wassersäulenm. 623. 633.
Schieber-Vorsteuerung 628.
Schilder 555.
Schitko's entlasteter Hahn 620.
„ Ventilverein 286.
Schlackenwolle z. Röhren-Umhüllung 675.
Schlagleisten 393.
Schläucher 718. 726.
Schleifbretter 188.
Schleifensteuerung 452.
Schleusenkolben 681.
Schlösser 215.

Schmidhammer's Ventil 44.
Schmiedeiserne Flantschen 11.
„ Gestänge s. Eisengestänge.
„ Pumpenröhren 6. 11.
„ Pumpenträger 95. 100.
„ Tragbrücken 441.
„ Ventilkastenthüren 51.
Schrauben zur Gestängverb. 180. 203. 204.
„ zur Röhrenverbindung 11.
„ zu Ventilkästen 50.
Schuhe für Senkpumpen 716.
Schutz der Pumpentheile 84. 118.
Schwengelpumpen 657.
Schwenkbäume 653.
Schwestermaschinen 639.
Schwestka's Dampfpumpe 761.
Schwingen 244.
Schwungmasse für eincyl. Masch. 315.
„ für Sims-Kley-Masch. 510.
„ „ zweicyl. Masch. 477.
Schwungrad für Handpumpen 662.
„ für rot. Dampfmasch. 526.
„ „ unterird. Masch. 670.
„ „ Woolf'sche Masch. 572.
Schwungring f. nichtrot. Masch. 332. 784.
Sectoren zur Steuerung 371. 394.
Senkapparat 733.
Senkbäume 718. 731.
Senkmethoden für Pumpen 716.
Senkpumpen 716.
„ mit bewegl. Masch. 739.
Senksätze 716.
Senkschrauben 733.
Senkstangen 729,
Senkung der Pumpen m. d. Masch. 743.
„ „ „ periodische 718. 739.
Senkzeug, hydraulisches 735.
Sicherheitsventil bei Pumpen 87.
„ bei Wassersäulenmasch. 627.
Simpson'sche Pumpen 284.
Sims'sche Maschine 506.
Sims-Kley'sche Maschine 507. 581.
Spannung des Dampfes 305.
Spear's Luftmaschine 759.
Speisepumpe 410. 412. 418.
„ für doppeltwirk. Masch. 466.
Speisewasserverbrauch s. Dampfverbrauch.
Speisung der Windkessel 688.
Sperrapparat für Heber 774.
Sperrschieber 596.
Sperrventil bei Pumpen 77.
„ bei Pumpen v. unterird. Masch. 689.
„ „ Wassersäulenm. 595. [141.
Spezifisches Gewicht d. Gestängmaterials
Sprengwerk als Pumpenlager 98.
Stabile Wasserhebung 520.
Stählerne Ventile 683.
Stahlringe für Hubpumpenkolben 109.
Stehende Dampfmaschinen 293.
„ rotirende Masch. 785. 568. 566.
„ unterirdische Masch. 693.
Steigröhren 5.
„ bewegliche 257. 266. 268. 271.
„ der Druckpumpen 61. 69.
„ „ Heber 770.
„ „ Hubpumpen 117.
„ „ Senkpumpen 722.
„ „ unterird. Masch. 685.
„ „ mit abnehm. Stärke 9.
„ mit dem Saugrohre verbunden 74.
Steuerbalancier 392.
Steuerbaum 391.
Steuercylinder 598. 618.
Steuerhahn 620.
Steuerhebel 361. 394.
Steuerkolben 597. 616.
Steuernde Katarakte 379.
Steuerstange 360. 391.
Steuerquadrant 371.
Steuerung der doppeltw. Masch. 461.
„ der einfachw. Masch. 349.
„ „ Masch. ohne Cond. 350.
„ „ rotirenden Masch. 525. 577.
„ „ Wassersäulenmasch. 597.
„ „ Woolf'schen Masch. 500.
„ „ zweicylindr. Masch. 491.
„ mit Pausen ohne Katarakt 378.
„ ohne Einklinkung 377.
„ „ Pausen 372. 374.
Steuerventile bei Dampfmasch. 352.
„ bei Wassersäulenmasch. 621.
Steuerwasserverbrauch 602.
Steuerwelle 360. 394.
Stollen zur Wasserableitung 1.
Stopfbüchse bei Dampfrohren 674.
„ beim Dampfcylinder 342.
„ „ Pumpencylinder 67.
„ bei Steigrohren 69.
„ „ unterird. Masch. 681.
„ „ Wassersäulenmasch. 591.
Stopfbüchsenaufsatz 67. 591.
Stoss beim Aufsetzen, Mittel dagegen 191.
Stossschieber 694.
Strahlpumpe 766.
Streckengestänge 244.
Streichbretter 188.
Stulpliederung für Kolben 106.
„ „ Stopfbüchsen 68.
Sumpfpumpen, deren Saugrohr 71.
Supplementargewicht 229.

T.

Tagpipe 593.
Tagventil 593.
Tangye's Dampfpumpe 695.
Tannenholz-Gestänge 179.
Taucherkolben s. Mönchkolben.
Teague's Pumpenventile 30.
Tellerventile 14. 24. 30.
„ bei Hubpumpenkolben 111.
„ „ unterird. Masch. 683.
Teller- u. Klappenventile combinirt 39.

Temperatur des Saugwassers 677.
Theeranstrich für Pumpenröhren 86.
Theilung des Gestänges 225.
Thomson's Wasserstrahlpumpe 766.
Thür der Ventilkästen 50.
Tometschek's Doppelsitzventil 34.
Tonnen zur Wasserhebung 749.
Tonnlägig s. Geneigt.
Tragbrücke 440.
Transmission bei rotir. Masch. 520. 522.
Transportable Wasserhebmasch. 563.
Trappen's rotirende Masch. 786.
Trasenster's Regenerator 242.
Treibcylinder 591.
Treibkolben 591.
„ gekuppelte 641.
Tretpumpen 658.
Trichterkolben 113.
„ für Handpumpen 656.
Trockene Luftpumpe 421.
Turbinenkünste 651.

U.

Ueberblattung der Holzgestänge 187.
Ueberdeckung der Pumpenventile 16.
Ueberfall des Saugkastens 77.
Uebergangsverbindung der Gestänge 211.
Uebergriff der Pumpenventile 16.
Ueberwucht des Gestänges 317.
Umhüllung des Dampfcylinders 343.
„ der Dampfröhren 674.
Untenliegender Balancier 446.
Untere Pause 352.
Unterirdische Abteufmaschine 740.
Unterirdische Masch., rotirend 665. 741.
„ Masch., nichtrotirend 694. 741.
„ „ mit obertäg. verglichen 666.
Untersatz s. Fundament.

V.

Ventile der Dampfmaschinen 352.
„ „ Druckpumpen 69.
„ „ Handpumpen 655.
„ „ Hubpumpen 117.
„ „ Luftpumpen 415.
„ „ Pumpen 14.
„ „ unterird. Masch. 682.
„ „ Wassertonnen 750.
„ mit einfacher Sitzfläche 26.
„ deren Spiel bei einfachwirkender Dampfmaschine 350.
Ventil-Anordnung s. Innere Steuerung.
Ventilgewichte 397.
Ventilhebel 395.
Ventilhub, dessen Regulirung 396.
Ventilkasten 5. 15. 46.
„ ohne Oeffnung 52.
Ventilkolben bei Hubpumpen 105.
„ zur Steuerung 618.
Ventilschwert 26.
Ventilsitz 46.
Ventilstange 395.
Ventilsteuerung bei Wassersäulenm. 621.
Ventilsucher 53.
Ventilverein 286.
Verbindung der Eisengestänge 202.
„ der Flacheisengestänge 219.
„ „ Gestänge 132.
„ „ Holzgestänge 179.
„ „ I-Eisengestänge 210.
„ „ Kastengestänge 207.
„ „ Kreuzgestänge 206.
„ „ Quadrateisen-Gestänge 219.
„ „ Röhren 10.
„ „ Röhrengestänge 212.
Verbindungen der Rundeisen-Gest. 215.
„ der Senkpumpen-Gestänge 725.
„ „ verjüngten Gest. 211.
Vereinigte Pumpensätze 286.
Verjüngte Pumpen 284.
Verjüngte Gestänge 144. 211.
„ Wandstärke bei Rohren 9.
„ „ bei beweglichen Steigröhren 266.
Vermeidung der Gestänge 664.
Verschluss der Ventilkästen 50.
Vertheilte Expansion 472.
Vierkolbensystem 611. 631.
Vivian's Pumpe 279.
„ Wasserhebmaschine 450.
Vorexpansion 472.
Vorschieber 596.
Vorschluss 595.
Vorsteuerung 598. 612.
„ deren Details 619.
„ mit Hahn 615.
„ „ Kolben 613.
„ „ Schieber 616. 628.
Vorwärmer 411.

W.

Wachs zur Flantschendichtung 13.
Wagensteuerung 621.
Wahrer Expansionsgrad 301.
Wassergestängepumpen 705. 707.
Wassergewältigung 2.
Wasserhaltungs-Maschinen 2.
„ -Stollen 1.
Wasserhebung 2.
„ durch Dampf- oder Luftdruck. 757.
„ am Förderseil 746.
„ mit Förderschale 754.
„ ohne Gestänge 664. 740.
Wasserhebungs-Dampfm. s. Dampfmasch.
Wasserheb- und Fördermasch. 518. 520.
Wasserkästen 752.
Wasserkatarakte 401.
Wasserkolben 681.
Wasserlosung 2.
Wassermenge 119.
„ deren Regulirung 78.
Wasserradkünste 650.

Wasserröhrenbüchsen 655.
Wassersäulenmaschinen 584.
„ liegende 643.
„ Mayer'sche 647.
„ rotirende 645.
„ für geneigten Schacht 642.
„ „ Senkpumpen 720.
„ mit Expansion 647.
„ „ 2 Cylindern 635.
„ ohne Gestänge 698.
Wasserstrahlpumpe 766.
Wassertonnen 749.
Wassertransmission 704. 707.
Wasserverlust der Druckpumpen 61.
„ der Ventile 16.
Wasserwägen 754.
Wasserziehen mit Haspel 748.
Wendekolben 598.
Winden für Senkpumpen 720.
„ zum Einlassen 439.
Windkessel bei Pumpen 86.
„ bei Rittingerpumpen 271.
„ „ unterirdischen Masch. 686.
„ „ Wassersäulenmasch. 627.
Windkünste 652.
Winkeleisen als Flantschen 11.
Winkelhebel zur Verminderung der Schwungmassen 333.
Woolf'sche Maschinen 499.
„ „ rotirend 568.
„ „ unterirdisch 693.

Z.

Zahnschloss 215.
Zapfen der Balanciers 432.
Zerdrücken des Gestänges 150.
Zerknicken „ „ 150.
Zerreissen „ „ 141.
Zink zu Steigröhren 723.
Zinkgrau zur Flantschendichtung 13.
Zober 748.
Zweiaxige Pumpen 4.
Zweicylindrige Masch. 298. 471.
„ Masch., doppeltwirkend 499.
„ „ rotirend 568.
„ „ v. Sims-Kley 507.
„ Wassersäulenmaschinen 635.
Zweiklappige Ventile 20.
Zweikolbensystem 599. 628.
Zwillingsmaschinen 521.

Berichtigungen.

Seite	126,	Zeile	17	von oben,	statt	43900	lies	45500
„	149,	„	14	„ unten,	„	G_0	„	$-G_0$
„	328,	„	2	„ „	„	nur	„	nun
„	484,	„	10	„ oben,	„	P	„	P

Leipzig.
Druck von A. Th. Engelhardt.

Im Verlage von **Arthur Felix** in **Leipzig** sind erschienen:

Die

Ventilationsmaschinen

der

Bergwerke.

Von

Julius Ritter von Hauer,

Professor der Berg- und Hüttenmaschinenlehre an der k. k. Bergakademie in Leoben.

Mit 7 lithographirten Tafeln.

1870. gr. 8. Preis 4 Mark.

Die

Fördermaschinen

der

Bergwerke.

Von

Julius Ritter von Hauer.

Zweite vermehrte und zum Theil umgearbeitete Auflage.

Mit einem Atlas von 40 lithographirten Tafeln.

1874. gr. 8. Preis: 20 Mark.

Die

Hüttenwesens-Maschinen.

Von

Julius Ritter von Hauer.

Zweite vermehrte und grösstentheils umgearbeitete Auflage.

Mit einem Atlas von 47 Tafeln.

1876. gr. 8. Preis: 32 Mark.

Handbuch

der

vergleichenden Statistik

— der Völkerzustands- und Staatenkunde. —

Für den allgemeinen praktischen Gebrauch

von

G. Fr. Kolb,

Ausserordentlichem Mitglied der statist. Central-Commission des Königreichs Bayern,
Ehrenmitglied des Universitätsraths zu Charkow.

Achte, auf Grundlage der neuesten staatlichen Gestaltungen bearbeitete Auflage.

1879. gr. 8. Preis: 10 Mark.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

BUCHBINDEREI VON AUGUST WERZ • MÜNCHEN •

160–164
169
33
489
575

Fy 890. 891

Bayerische StaatsBibliothek

Münchener DigitalisierungsZentrum Digitale Bibliothek

Hauer, Julius <<von>>,

Die Wasserhaltungs-Maschinen der Bergwerke

Bd.: [1]

Leipzig 1879

Metall. 50 bn-1
urn:nbn:de:bvb:12-bsb11390808-5